Dr. Moritz Rühlmann:

Allgemeine Maschinenlehre.

Erster Band.

271 D

Allgemeine
Maschinenlehre.

Ein Leitfaden für Vorträge,

sowie zum Selbststudium des heutigen Maschinenwesens, mit besonderer Berücksichtigung seiner Entwickelung.

Für

angehende Techniker, Cameralisten, Landwirthe und Gebildete jeden Standes.

Von

Dr. Moritz Rühlmann,

Professor an der königl. preuss. polytechnischen Schule in Hannover, Ritter des Hannoverschen Guelphenordens dritter Classe und des Ordens der französischen Ehrenlegion, Officier des öffentlichen Unterrichtes in Frankreich, Ehrenbürger der Residenzstadt Hannover, Ehrenmitglied des sächsischen Ingenieur- und Architektenvereins, des polytechnischen Vereins für das Königreich Baiern etc., correspondirendes Mitglied des niederösterreichischen Gewerbevereins in Wien etc. etc. etc. etc.

Erster Band.

Maschinen zum Messen und Zählen — Maschinen zur Aufnahme der Menschen- und Thierkräfte — Wasserräder — Wassersäulenmaschinen — Windräder — Dampfmaschinen — Luftmaschinen.

Zweite verbesserte und vermehrte Auflage.

Mit 429 Holzschnitten.

Braunschweig,
C. A. Schwetschke und Sohn.
(M. Bruhn.)
1875.

Uebersetzungsrecht vorbehalten.

BIBLIOTHECA
REGIA
MONACENSIS

Vorrede zur ersten Auflage.

Der erste Gedanke zur Herausgabe eines Werkes, worin das heutige Maschinenwesen gemeinverständlich, ohne Entwickelung mathematischer Theorieen und doch nicht ohne wissenschaftliches Fundament behandelt würde, ist in mir durch den Wunsch meiner Zuhörer und Freunde entstanden, welche Gelegenheit hatten, meine Vorträge über allgemeine Maschinenlehre an der polytechnischen Schule in Hannover zu hören, oder auf anderem Wege davon Kenntniss zu erlangen. Derartige Vorträge, neben den hier längst bestehenden über mathematische Theorieen und die darauf gestützten Constructionen der Maschinen, hatten sich an der Hannoverschen polytechnischen Schule als ein wahres Bedürfniss in doppelter Beziehung herausgestellt. Einmal, um dem Fachmanne so bald wie möglich eine Uebersicht über das sich fast täglich mehrende Material zu verschaffen, ein anderes Mal, um auch solchen jungen Männern Gelegenheit zum Studium des Maschinenwesens bieten zu können, denen eine allgemeine Kenntniss der Maschinen zur Beurtheilung nicht fehlen darf, wobei ich ganz besonders Architekten, Chemiker und Landwirthe im Auge habe.

Nach Stellung der Aufgabe, einen Leitfaden für solche Vorträge zu schreiben, schien es mir angemessen, noch einen Schritt weiter zu gehen, um auch für Cameralisten und Freunde des Maschinenwesens die nöthige Belehrung zu bieten,

Ob mir die Erreichung dieses Zieles bereits beim hier vorliegenden ersten Bande gelungen ist, muss ich dem Urtheile sachverständiger Männer überlassen; ich kann nur versichern, dass ich es an Mühe und Fleiss nicht habe fehlen lassen, etwas Brauchbares, dem Zwecke Entsprechendes zu liefern.

Die Art und Weise der Stoffbehandlung lässt der vorliegende erste Band hinlänglich erkennen. Das volkswirthschaftliche und vor Allem das geschichtliche Element mit in die Sache zu verweben, schien mir aus mehrfachen Gründen wichtig, ebenso die Aufführung einer möglichst vollständigen Literatur. Dass ich zur erforderlichen Erklärung der Maschinen ausschliesslich Skizzen wählte, hielt ich deshalb für angemessen, weil man damit dem künftigen Praktiker mehr nützen dürfte, als mit schönen, vollständig ausgeführten Abbildungen, die für Laien in der Regel zu Viel, für den Fachmann zu Wenig darbieten und daher in beiden Richtungen nicht in rechter Weise nützen.

Schliesslich sehe ich es als Pflicht an, sowohl dem Herrn Ingenieur und Eisenbahnconducteur Tellkampf in Hannover*) für die ausdauernde, gewissenhafte Besorgung der letzten Correctur, als auch der geehrten Verlags-Buchhandlung für die vorzügliche Ausstattung des Werkes meinen aufrichtigen Dank auszusprechen.

Hannover, Ende April 1862.

Rühlmann.

*) Jetzt technischer Director der Altona-Kieler Eisenbahn.

BAYERISCHE
STAATS-
BIBLIOTHEK
MUENCHEN

Vorrede zur zweiten Auflage.

Bei der Bearbeitung der zweiten Auflage meiner Maschinenlehre habe ich, Erfahrungen entsprechend, Behandlungsweise wie Aufeinanderfolge des Stoffes, unverändert gelassen, dagegen überall verbessert und vermehrt, wo es Fortschritte und Veränderungen des betreffenden Maschinenwesens erforderlich machten. In diesem Sinne wurden namentlich die Abschnitte: Maschinen zum Messen und Zählen, Turbinen, Wasserdruckmaschinen, Dampfmaschinen und Dampfkessel sehr erweitert und schliesslich das am Ende befindliche Zusatzcapitel allein den sogenannten Luftmaschinen gewidmet.

Besonderen Dank habe ich wiederum den unermüdlichen Correcturlesern auszusprechen, von denen mir nur Herr Ingenieur Richard zu nennen gestattet ist, dann Herrn Ingenieur Frese für Anfertigung neuer, schöner Skizzen, ferner Herrn Bibliothekar Rommel für Rath und That bei Benutzung der Bibliothek unseres Polytechnikums und endlich allen Denen, die mir zur Erreichung meines Zieles behülflich waren. In letzterer Beziehung gebührt auch der Verlags-Buchhandlung mein besonderer Dank, welche die Erweiterung des Werkes gern übernahm und dasselbe würdig ausstattete.

Hannover, Anfang Juli 1875.

Rühlmann.

Inhaltsverzeichniss.

Einleitung.

§. Seite

1—7. Allgemeines. — Transport grosser Lasten. — Ausgezeichnete Geschwindigkeiten. — Quantum, Qualität, Wohlfeilheit der Maschinenarbeit. — Nachtheile des Maschinenwesens. — Classification der Maschinen . 1

Erste Abtheilung.

Maschinen zum Messen und Zählen.

Erstes Capitel.

Uhren.

8. Geschichtliche Einleitung 30

10—14. Die Pendeluhr . 34

15—17. Die Unruhuhr . 45

18—19. Besondere Hemmungen der Uhren 54

20. Compensationen für Pendel- und Unruhuhren 66

21. Uhren mit Centrifugalpendel 70

22—25. Schlagwerke der Uhren 73

Zweites Capitel.

Uhrwerke zu besonderen Zwecken.

26. Wächter-Controluhren 88

27. Bratenwender . 93

28. Automat . 95

29. Registrirmaschinen 101

30. Maschinen zur Veranschaulichung der Himmelskörperbewegungen . 112

Drittes Capitel.

Zähl- und Messmaschinen für besondere Zwecke.

31. Schritt-, Hub-, Stück- und Umdrehzähler, sowie Wegmesser . . . 116

32. Tachometer . 129

33. Zeugmessmaschinen 141

34. Wasser- und Gasmesser 145

35. Rechnenmaschinen 156

Viertes Capitel.

§.		Seite
36.	**Waagen.**	160
37.	Die gemeine Waage	161
38.	Die Schnellwaage	171
39.	Zusammengesetzte Hebelwaagen	177
40.	Feststehende Brückenwaagen	184
41.	Zeigerwaagen	187
42.	Federwaagen	191

Fünftes Capitel.

43.	**Dynamometer.**	195
44.	Dynamometer mit directer Messung bei fortschreitender Bewegung	195
	Manometer (Zusatz)	203
45.	Dynamometer zum Messen mechanischer Arbeiten	211
46.	Indicatoren (Zusatz)	220
47.	Dynamometer mit directer Messung bei drehender Bewegung	225
	Dynamometrische Kurbel	225
	Dynamometer für Lastmaschinen	228
48.	Dynamometer mit indirecter Messung	235
	Prony's Zaum	236
49.	Egen's Bremsdynamometer	239
50.	Francis Bremsdynamometer	243
51.	Navier's Bremsband	244

Sechstes Capitel.

52.	**Theilmaschinen.**	248
	Geschichtliche Einleitung	248
52.	Kreistheilmaschinen	249
53.	Längentheilmaschinen	257

Zweite Abtheilung.

Maschinen zur Verrichtung nützlicher mechanischer Arbeiten.

Erster Abschnitt.

Maschinen zur Aufnahme der Muskelkräfte und des Gewichts von Menschen und Thieren.

54.	Einleitung	263

Erstes Capitel.

Maschinen zur Aufnahme der Menschenkräfte.

55.	Der Mensch am Hebel	273
56.	Der Mensch an der Kurbel	280
57.	Maschinen, welche der Mensch durch die Bewegung seiner Füsse, oder mit Benutzung des Gewichts seines Körpers oder durch letzteres allein in Thätigkeit setzt: Lauf-, Tret- und Sprossenräder. — Coignet-Maschinen	291

Zweites Capitel.

§. Seite

58. **Maschinen zur Aufnahme der Thierkräfte.** 296

58—59. Göpel . 299
60. Tretwerke, Trittmaschinen 313

Zweiter Abschnitt.

Maschinen zur Aufnahme der Kraft des fliessenden Wassers.

61. Allgemeines . 316

Erstes Capitel.

Verticale Wasserräder.

62. Geschichtliche Einleitung 317
63. Eintheilung der verticalen Wasserräder 328
64—65. Wasserräder in geradem Gerinne 329
66. Wasserräder in gekrümmtem Gerinne 335
67—68. Unterschlägige Wasserräder in freiem Strome 338
69. Kropfräder mit Durchlassschützen 343
70. Kropfrad mit Ueberfalleinlauf 345
71. Kropfrad mit Coulisseneinlauf 347
72. Rückenschlägige Wasserräder 353
73. Oberschlägige Wasserräder 357

Zweites Capitel.

Horizontale Wasserräder.

74. Geschichtliche Einleitung 360
75. Eintheilung der horizontalen Wasserräder 394
76. Radialturbinen mit Leitschaufeln (Fourneyron-Francis-Turbinen) . 395
Vollturbinen mit innerer Beaufschlagung 395
" mit äusserer " 400
77. Partialturbinen 403
Partialturbinen mit äusserer Beaufschlagung 403
" mit innerer " 406
78. Achsialturbinen (Henschel-Jonval-Turbinen) 408
79. Liegende Achsialturbinen 416
80. Turbinen ohne Leitcurvenapparate 417
81. Charakteristik der Reactions- und Druck- (Actions-) Turbinen . . 421
82. Die Turbinen im Vergleich mit den verticalen Wasserrädern . . 424

Drittes Capitel.

Wassersäulenmaschinen.

83. Geschichtliche Einleitung. Die ältesten und älteren Wassersäulenmaschinen . 426
84. Reichenbach's Wassersäulenmaschinen 434
85. Die neuesten Wassersäulenmaschinen 447

§. Seite

86. Zusammenstellung der baulichen und ökonomischen Verhältnisse verschiedener Wassersäulenmaschinenanlagen für Bergwerkszwecke 454

Dritter Abschnitt.

Windräder.

Erstes Capitel.

87. Geschichtliche Einleitung 455

Zweites Capitel.

88. Die Bockwindmühle. 470

Drittes Capitel.

89. Die holländische Windmühle. 472
90. Allgemeines über Windräder 483

Vierter Abschnitt.

Dampfmaschinen.

Erstes Capitel.

91—93. Geschichtliche Einleitung 488

Zweites Capitel.

94. Eintheilung der Dampfmaschinen 532
95. Steuerungen bei Dampfmaschinen im Allgemeinen 536
96. Verschiedene Expansionsanordnungen 539
97. Condensatoren. — Vorwärmer 559
98. Leistungsbestimmung der Dampfmaschinen durch indirecte Messung 568
99. " " " " directe " 573

Drittes Capitel.

100. Dampfkessel und Zubehör. 580
101. I. Cylinder- oder Walzenkessel 583
A. Kessel mit Unterfeuer 583
B. " " Zwischenfeuer 587
C. " " Innenfeuer 589
D. " " Vorfeuer 594
102. II. Röhrenkessel 596
102—103. A. Wasserröhrenkessel 596
B. Feuerröhrenkessel 607
104. Ueber die besten Dampfkessel für den Gewerbe- und Fabrikbetrieb 611
105. Dimensionsverhältnisse der Dampfkessel und zugehörigen Feuerungsanlagen 614
106. Sicherheitsvorrichtungen bei Dampfkesseln — Sicherheitsventile — Wasserstandsgläser und Probirhähne — Speiseapparate . . 618
107. Ueber Kesselsteinbildungen 634
108. Kesselexplosionen 635

Zusatz-Capitel.

109. Calorische Kraftmaschinen 639
Nachträge . 648

EINLEITUNG.

§. 1.

Als dem Menschen die Bestimmung wurde, „im Schweisse seines Angesichts sein Brod zu essen" oder zu arbeiten, d. h. durch Thätigkeit und Kraftanstrengung des Körpers und Geistes sich seine Existenz zu schaffen, — war er fortwährend bemüht, durch Ersinnen und Hervorsuchen von Hülfsmitteln aller Art sich diesen Zustand zu verbessern. Zur Verminderung körperlicher Anstrengungen, zur Erleichterung mechanischer Arbeiten [1]) erfand er daher zuerst Werkzeuge, sowie zum Schutze gegen seine Feinde Waffen.

So lange ihn Jagd und Fischfang ernähren konnten, bestanden diese Werkzeuge vorzugsweise aus Keule, Spiess und Messer, aus Netz, Bogen und Pfeil (Angelhaken), wahrscheinlich auch aus Ahle, Nadel und Axt [2]), während Spaten, Pflug, Sichel und Scheere hinzukamen, als der Mensch gezwungen wurde, innerhalb bestimmt

1) Der Begriff mechanische Arbeit erfordert den Hinweis auf die geistige Arbeit des Menschen, weshalb hier nochmals besonders hervorgehoben werden mag, dass man unter Arbeit überhaupt jede auf einen bestimmten Zweck gerichtete, absichtliche Kraftäusserung sowohl des Körpers als des Geistes zu verstehen hat. Demnach gehören unter den allgemeinen Begriff „Arbeiten" auch die, welche Künsten und Wissenschaften ihren Ursprung verdanken.

(Man sehe hierüber auch eine Abhandlung des einstmaligen österr. Ministers v. Baumgarten, die sich unter der Ueberschrift „Die Macht der Arbeit" in Grunert's Archive der Mathematik und Physik, Bd. 28, 1857, S. 229 ff. abgedruckt findet.)

Wie es im Bereiche der Körper eine „Mechanik des Himmels und der Erde" giebt, so hat man sich auch bemüht (der berühmte Philosoph Herbart zuerst), eine Mechanik des Geistes zu construiren. Zur Orientirung in letzterem Gebiete ist „unseren Lesern" besonders eine (kleine) Schrift des Professors etc. Drobisch zu empfehlen, die 1850 in Leipzig (bei Voss) unter dem Titel erschien: „Erste Grundlehren der Mathematischen Psychologie."

2) Dr. G. Klemm, Werkzeuge und Waffen. Leipzig 1854.

begrenzter Gebiete zu bleiben und zur Sicherung seines Bestehens Viehzucht und Ackerbau zu treiben.

Mit den Fortschritten der Cultur mehrten sich die Bedürfnisse; man holte nützliche Stoffe, namentlich Eisen, aus der Erde und fesselte die Menschen mit den gewonnenen Metallen an einen Boden, der dem Landmanne keinen Spielraum und Erfolg bot, wohl aber geeignet war, durch angestrengteren Fleiss, grosse Mühe und erhöhete Intelligenz angenehme Wohnplätze zu schaffen, d. h. es entstanden die sogenannten Handwerke, welche zur Erreichung ihres Zweckes Säge, Bohrer, Hobel, Töpferscheibe, Drehbank, Webstuhl und alle die Dinge ersinnen mussten, die heute noch die Basis der raffinirtesten Werkzeuge und Instrumente der Gegenwart bilden.

Der Bedarf von immer grösseren und mächtigeren Kräften, als der Mensch durch Muskeln und Willen zu äussern vermag, brachten ihn weiter auf Ideen, sich die Arbeitslast durch Zuziehung von Thieren und sogenannten Elementarkräften (Schwerkraft, Wind und Wasser) zu erleichtern, was jedoch nicht direct, sondern nur durch Mitwirkung und Benutzung passender Mittel, mehr oder weniger zusammengesetzter Werkzeuge und Instrumente, d. h. durch die Erfindung von Maschinen zu erreichen war. Man construirte deshalb Fuhrwerke, Wellräder (Göpel, Laufräder, Tretscheiben), Wind- und Wasserräder, bis man endlich mit der Erfindung von Dampf- und calorischen Maschinen den Höhenpunkt der Civilisation erreichte, welche der Gegenwart angehört, wo wir mechanische Arbeiten von nicht geahnter Vollkommenheit mit einer Schnelligkeit und in einer fast unglaublichen Menge verrichten, Transporte über reissende Ströme und unwegsame Thalgründe, selbst über das Weltmeer bewirken, kurz Leistungen ausüben sehen, an die unsere Vorfahren nicht zu denken wagten.

Dieser Zustand im Gebiete der mechanischen Arbeiten ist offenbar die Frucht der Bemühungen vergangener Zeiten, die Ernte einer mehr als tausendjährigen Saat, wofür alle die nicht genug dankbar sein können, die in der Gegenwart leben.

Die gehörige Würdigung dieses Zustandes bedingt aber vor Allem dessen Kenntniss, weshalb das Studium des Maschinenwesens der Jetztzeit (mindestens innerhalb gewisser Grenzen) zu denjenigen Dingen des menschlichen Wissens gehört, welche zu kennen fast allen Gebildeten, unbedingt aber jungen Technikern,

Gewerbetreibenden nnd rationellen Landwirthen eine wahre Pflicht ist, ohne deren Erfüllung sie weder im Stande sein werden, die überhaupt an sie zu stellende Aufgabe zu lösen, noch diejenige Selbstbefriedigung zu erlangen, welche erforderlich ist, um sowohl ihr eigenes Glück als das ihrer Mitmenschen zu begründen.

§. 2.

Der erste und Hauptzweck aller Maschinen ist Unterstützung, Ersparung oder Ersatz an Menschenkräften [1]; ein weiterer Zweck: Erhöhung der Quantität, Qualität und Wohlfeilheit der Arbeit. Manche Arbeiten, wie z. B. die der Reliefcopirmaschinen, Guillochirmaschinen u. a. sind überhaupt unter allen Umständen unmöglich durch Menschenhand auszuführen, bei anderen lassen sich die zur Verfügung stehenden Arbeiter in gehöriger Zahl gar nicht aufstellen, oder doch nicht zum rechten Angriff bringen, abgesehen von der Schwierigkeit, alle Hände mit vereinten Kräften gleichzeitig in demselben Augenblicke in Thätigkeit zu setzen.

Zur Erläuterung des Vorbemerkten betrachten wir eine Reihe wichtiger und interessanter Beispiele der Neuzeit und beginnen mit der Beförderung grosser Lasten (mit dem Erheben und Transportiren mehr oder weniger gewaltiger Massen) durch Maschinen. Die Gewichtsgrösse der betreffenden Last soll hierbei die Reihenfolge bestimmen.

In den Gussstahlwerken von Krupp [2] in Essen und zu Perm (Russland) sind Dampfhämmer im Betriebe, wobei das Fallgewicht 1000 Centner = 50 Tons beträgt. Beim Hammer des kaiserl. russischen Stahlwerkes zu Perm wiegt die gussstählerne Kolbenstange 27000 Kilogr. und der gusseiserne

1) Man kann auch von dem Gesichtspunkte ausgehen, dass die Maschinen aus dem Bedürfnisse der Bewegungserzeugung hervorgegangen sind und dass der Einfluss des Kraftbedürfnisses nur secundär in die Entwickelungsgeschichte der Maschine eingreift. Neuerdings hat Reuleaux in seinem werthvollen Werke „Theoretische Kinematik“ (kinema = κινημα = Bewegung) sich bemüht, diese Auffassung der Maschine durchzuführen.

2) In Karmarsch „Geschichte der Technologie“ werden S. 264 und 265 folgende Mittheilungen gemacht: Erstens soll im Jahre 1868 der (damals) grösste Dampfhammer des Krupp'schen Stahlwerkes nur 600 Centner schwer gewesen sein und seine grösste Hubhöhe 3,14 Meter betragen haben. Zweitens soll ein 1870 in den Atlas Works zu Cardiff in Wales für die Baltischen Eisenwerke zu St. Petersburg gebauter Dampfhammer sogar ein Gewicht von 2032 Centner haben und sein Hub 3,04 Meter betragen.

Bär 23000 Kilogr. Der grösste Hub des summarischen Fallgewichtes von 50000 Kilogr. soll 14 Meter betragen[1]).

Bereits 1859 construirte William Fairbairn für den Keyham Dock zu Davenport einen freistehenden Krahn aus Eisenblech für Förderlasten bis zu 60 Tons (1200 Ctr.), wobei der höchste Punkt des Auslegers 17 Meter über der vorhandenen Plattform lag. Kurze Zeit darauf (1861?) lieferte Rennie einen schmiedeeisernen Krahn für noch grössere Förderlasten, nämlich für 80 Tons (1600 Ctr.), wobei zwar Ausleger und Zugstange ebenfalls ein continuirliches Ganze bilden, jedoch in einer sogenannten Gitterwerkconstruction vereint sind. Ueber beide Krahne enthält Bd. IV, S. 465 und 466 der Allgem. Maschinenlehre Ausführliches.

Der 231 Tons (231000 Kilog.) wiegende, 22,8 Meter hohe Obelisk, welcher jetzt den Concordiaplatz zu Paris ziert, wurde in den Ruinen von Luxor (seinem ursprünglichen Standorte) in der Zeit von 25 Minuten von nur 8 Matrosen niedergelegt, wozu man eine der sinnreichsten Maschinencombination in Anwendung brachte. (Allgem. Maschinenlehre Bd. IV, S. 346—350).

Dagegen bedurfte man bei Aufrichtung der Alexandersäule in Petersburg, wovon allein der Säulenschaft 876½ Tons (17530 Ctr.) wog, 681 Arbeiter (ohne die zur Disposition gestellten Soldaten), ferner 62 Winden und 186 Flaschenzüge. (Ausführlich in Förster's Bauzeitung, Jahrg. 1836, S. 403.)

Der colossale Granitblock (Monolith) von 1217 Tons (24340 Ctr.) Gewicht, welcher der Reiterstatue Peters des Grossen in St. Petersburg als Piedestal dient und den man, vier Meilen von der finnländischen Küste, aus tiefem Moraste heben musste, wurde bei gefrorenem Moraste auf hölzernen Gleisen transportirt, die man in der Längenrichtung mit Rinnen versehen hatte, in welchen Messingkugeln liefen. Nachdem der Block einmal auf den Rollen lag, konnten 60 Mann an Winden mit dreifachen Flaschenzügen den Transport leicht bewerkstelligen. (Allgem. Maschinenlehre Bd. III, S. 7).

Beim Heben der einzelnen Röhren der Britannia-Brücke, von je 1914 Tons Gewicht (fast 2 Mill. Kilogr.) machte man von der hydraulischen Presse erfolgreichen Gebrauch, mittelst welcher letzteren Maschine bekanntlich eine ausserordentlich grosse Multiplication einer angewandten Hebkraft erfolgt, ohne dabei sehr grosse Reibungen überwinden zu müssen, wie solches z. B. der Fall sein würde, wenn man unter sonst gleichen Umständen, Schrauben als Hebmaschinen in Anwendung bringen würde. (Ausführliches über das Heben der Eisenblechkästen der Britannia-Brücke, Allgem. Maschinenlehre Bd. IV, S. 350—354.)

Noch grossartiger ist die Verwendung der hydraulischen Pressen bei dem von Clark für die Londoner Victoria Docks angegebenen Hebwerke, mit deren Hülfe Schiffe bis zu 7000 Tons Gewicht aus dem Wasser gehoben werden können. (Allgem. Maschinenlehre Bd. IV, S. 373.)

Vielleicht die einzige (neuere) Verwendung von (72) Schrauben fand statt beim Heben des als ein Ganzes zu transportirenden Hôtels Pelham in Boston von 5000 Tons Gewicht. Beim Horizontal-Transporte ruhte das ganze Gebäude auf 904 eisernen Walzen. (Allgem. Maschinenlehre Bd. IV, S. 193, Note 3.)

1) Prof. Dr. Hartig im amtlichen Berichte über die Wiener Weltausstellung im Jahre 1873. Zweiter Band, S. 63 ff.

Beispiele vom Transporte noch grösserer Lasten liefern die grossen Kriegs- und Handels-Seedampfschiffe der Gegenwart, wovon wir hier nur der deutschen Panzerfregatte „König Wilhelm" von rund 9000 Tons Gewicht und des Riesenschiffes „Great Eastern" von circa 27000 Tons Gewicht gedenken wollen, übrigens aber ebenfalls auf Bd. IV, S. 355 und 211 der Allgem. Maschinenlehre, ferner in Bezug auf den Transport des Great Eastern beim vom Stapellassen, auf das „Practical mech. Journal" (1857—1858 Pg. 191), sowie endlich auf das „Mechanics Magazine, Vol. 68, Pg. 31 verweisen müssen.

Auch die Schnelligkeit oder Geschwindigkeit, womit viele Arbeiten der Neuzeit mittelst Maschinen verrichtet werden, ist unerreichbar, sobald sie durch Menschen oder Thiere ausgeführt werden sollen. Man denke unter Anderem nur an den Transport auf Eisenbahnen mittelst Dampfwagen, wo beispielsweise die Expresszüge zwischen Minden und Stendal (Strecke der Berlin-Cöln-Hannoverschen Eisenbahn), bei continuirlichem Fortlauf, die 2,15 Meilen oder 16,125 Kilom. betragende Entfernung von Hannover nach Lehrte in 11,825 Minuten zurücklegen, was 81,82 Kilom. oder 10,91 deutsche Meilen (in 5½ Minuten die deutsche Meile) pro Stunde, oder aber 22,73 Meter = 74,54 Fuss engl. Geschwindigkeit pro Secunde giebt [1]).

Die grössten Fahrgeschwindigkeiten auf englischen Eisenbahnen kommen (nach der Leipziger Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen, Jahrg. 1874, S. 290) jetzt auf der Great-Western-Eisenbahn vor und zwar deshalb, um mit der (kürzeren) London-Southwestern-Eisenbahn concurriren zu können. Die 77½ engl. Meilen betragende Entfernung von Paddington (London) nach Swindon wird in 87 Minuten zurückgelegt, was 53,44 engl. Meilen (= 10,46 deutsche Meilen) pro Stunde oder 78,326 Fuss (engl.), d. i. 23,88 Meter pro Secunde giebt. Die nächst grösste Fahrgeschwindigkeit findet sich auf der Great-Northern-Bahn, nämlich 50¾ engl. Meilen oder 81,65 Kilom. pro Stunde, oder pro Secunde eine Geschwindigkeit von 74,39 Fuss engl. oder von 22,68 Meter.

1) Auf preussischen Bahnen (§. 25 des Bahnpolizeireglements vom 1. Jan. 1872) sind die grössten zulässigen Eisenbahn-Fahrgeschwindigkeiten folgende:

Güterzüge	12,50 Meter pro Secunde	(in 10 Min. die deutsche Meile	à 7,5 Kilom.)
Personenzüge	20,80 „ „ „	(in 6 „ „ „ „	à 7,5 „
Schnellzüge	25,00 „ „ „	(in 5 „ „ „ „	à 7,5 „

Hierbei sind Steigungen von nicht über $\frac{1}{200}$ und Krümmungen von nicht weniger als 1000 Meter vorausgesetzt.

Die grösste Geschwindigkeit findet sich in Deutschland wahrscheinlich auf der oben genannten Bahn bei der Fahrt zwischen Haste-Hannover, wo die deutsche Meile in 5 Minuten zurückgelegt wird, was eine secundliche Geschwindigkeit von 82 engl. Fuss giebt.

Ist nun auch bekannt, dass englische Rennpferde während kurzer Dauer die englische Meile (von 5280 Fuss) gewöhnlich in 2 Minuten, also mit einer Geschwindigkeit von $\frac{5280}{120} = 44$ Fuss oder 13,42 Meter durchlaufen, die sich für ganz einzelne Fälle schon bis zu 78 Fuss oder 23,79 Meter gesteigert haben soll [1]), so sind doch derartige Beispiele schon deshalb unbrauchbare Vergleichsmittel, weil sie sich nur auf sehr kleine Zeitdauern erstrecken, um so mehr aber, wenn man das geringe Gewicht in Betracht zieht, welches Schnellläufer wie Rennpferde zu tragen im Stande sind, besonders gegenüber den ungeheuren Massen, die selbst die Eisenbahn-Courierzüge zu transportiren haben. Auf der bereits citirten Bahn (Stendal-Minden) bestehen die Courierzüge im Maximum aus 25 Achsen, wobei die sechsrädrigen Personenwagen etwa 228 Centner wiegen und das Personengewicht durchschnittlich 45 Ctr. beträgt, die Achse also mit ungefähr $\frac{273}{3} = 91$ Centner belastet ist. Dabei wird die deutsche Meile in 6 Minuten durchfahren, obwohl eine Last von 2275 Ctr. transportirt werden muss [2])!

Bei der früheren hannoverschen Chausséebauverwaltung galten bei betreffenden Pferdetransporten als ausserordentliche Ladungen auf ziemlich horizontaler Bahn folgende: 115 Centner auf 2 Pferde, 212 bis 270 Centner auf 4 Pferde und 339 Centner auf 6 Pferde, bei einer Fahrgeschwindigkeit von nicht mehr als 4 Fuss pro Secunde. Zum Transporte jener 2000 Centner wären also 17 Zweigespanne erforderlich, die aber zur Erreichung des Endzieles $\frac{52}{4}$, d. h. 13 Mal mehr Zeit nöthig haben würden [3])!

Andere hierher gehörige Beispiele liefern die Arbeiten bei Eisenwalzwerken und die Fräsen und Messer der Holzbearbeitungsmaschinen.

Zum Walzen groben Quadrateisens benutzt man Cylinder mit kreisförmigem Querschnitte von beispielsweise 40 Centimeter

1) Gehler's Physikalisches Wörterbuch, Artikel „Geschwindigkeit".

2) Weiteres in Nr. 1 der Nachträge am Ende dieses Bandes.

3) Genaueres und Ausführlicheres über Leistung von Pferden, welche vor Lastfuhrwerke gespannt sind, enthält Bd. III. der Allgem. Maschinenlehre S. 87 Note 1 und S. 118 Note 2.

Durchmesser, welche etwa 120 Umläufe pro Minute machen, so dass also ein Punkt der äusseren Peripherie während letzterer Zeit einen Weg von über 151 Meter durchläuft. Da nun bei jedem Walzenumgange eine Metalllänge durchgeführt wird, welche dem Umfange der Walze gleichkommt, so fördert das Walzwerk in einer Minute Arbeitszeit wenigstens 150 Meter Stablänge, wonach sich berechnen lässt [1]), dass in etwa einer halben Minute die Streckung eines 76 Millimeter dicken Eisenstabes von 0,30 Meter auf 2,7 Meter Länge bewirkt werden kann, eine Arbeit, die während derselben Zeit durch von Menschenhänden bewegte Hämmer ganz unmöglich ist, dabei noch ganz abgesehen von der unerreichbaren Glätte und Regelmässigkeit.

Ebensolche unzweideutige Beispiele liefern unter Anderem die Blechwalzwerke, die Drahtziehereien, die Fallwerke, wodurch man dünne Blechplatten in gefässartige Hohlkörper verwandelt, und das sogenannte Drücken auf der Drehbank, bei welchem man ebenfalls Hohlkörper statt durch Schlagen durch Druck erzeugt, den man successive auf die verschiedenen Theile der Metallblechflächen ausübt [2]).

Die vorbemerkten Fräsen und Messer (die eigentlich arbeitenden Werkzeuge) der Holzbearbeitungsmaschinen machen beim Arbeiten Umläufe, die jeder Art von hierzu brauchbaren mit der Hand geführten Werkzeugen ebenfalls unmöglich sind. So beschreibt und bespricht u. A. Prof. Hart [3]) in Carlsruhe eine Fraismaschine, wobei die Fraiswelle (ohne Rücksicht auf das Gleiten des Betriebriemens) pro Minute nicht weniger als 2455 Umläufe macht. Prof. Hartig [4]) in Dresden berichtet über die Leistung einer Simms- und Bretthobelmaschine, deren horizontalen Messerwalzen mit 2691, die verticalen aber mit 1800 Touren pro Minute umlaufen.

Die grössten in der Technik zur Zeit überhaupt bekannten Umlaufszahlen finden sich bei den Maschinen, welche man zur Baumwollspinnerei verwendet.

1) Karmarsch in der deutschen Vierteljahrsschrift von 1847. Drittes Heft. S. 70.

2) Karmarsch a. a. O. S. 77–94.

3) Die Werkzeugmaschinen etc. Zweite Auflage. Heidelberg 1874.

4) Versuche über Leistung und Arbeits-Verbrauch der Werkzeugmaschinen. Leipzig 1873, S. 30.

Die Spindeln der Feinspinnmaschinen (welche durch Schnüre in Bewegung gesetzt werden, die um Rollen von höchstens 1 Zoll engl. Durchmesser geschlungen sind) machen pro Minute 5000 bis 6000 Umläufe und die Röhrchen (von etwa $^7/_8$ Zoll Durchmesser) einer gewissen Sorte von Vorspinnmaschinen (Röhrenmaschinen) sogar bis zu 11428 Umläufe pro Minute[1]).

Die grosse Umlaufszahl einer Maschine, eines Maschinentheiles, eines arbeitenden Werkzeuges etc. hat nicht immer eine verhältnissmässig grosse Peripheriegeschwindigkeit zur Folge.

So ist letztere Geschwindigkeit bei einem Punkte im Umfange der Triebrolle (des Wörtels) vorbemerkter Baumwoll-Feinspindel, wenn der Wörtel 22 Millimeter Durchmesser hat $= \frac{0{,}022 \,.\, 3{,}14 \,.\, 6000}{60} = 6{,}09$ Meter pro Secunde. Dieselbe Geschwindigkeit eines Punktes im Umfange des sogenannten Röhrchens der Röhrenmaschine, wenn ersteres pro Minute 11428 Umläufe macht und ebenfalls 22 Millim. Durchmesser hat, beträgt doch nur $\frac{0{,}022 \,.\, 3{,}14 \,.\, 11428}{60} = 13{,}27$ Meter pro Secunde. Bei der erwähnten Hart'schen Fraismaschine, wo die arbeitende Zahnschneide 45 Millimeter von der Drehachse absteht, beträgt die Peripherie-Geschwindigkeit gar nur $\frac{2 \,.\, 0{,}045 \,.\, 3{,}14 \,.\, 2455}{60} = 11{,}56$ Meter pro Secunde. Dagegen arbeitete die horizontale Messerwalze der Hartig'schen Bretthobelmaschine mit einer Peripheriegeschwindigkeit von $\frac{0{,}178 \,.\, 3{,}14 \,.\, 2691}{60}$ $= 25$ Meter pro Secunde, den Durchmesser der Messerwalzen 178 Millimeter vorausgesetzt.

Noch grössere Peripheriegeschwindigkeiten finden sich u. A. bei Kreissägen. So wird beispielsweise Allgem. Maschinenlehre Bd. II, S. 414 eine solche Maschine erörtert, wobei das Sägeblatt 1,22 Meter Durchmesser hat und pro Minute 700 Mal umläuft. Hiernach ist dessen Peripheriegeschwindigkeit $= \frac{1{,}22 \,.\, 3{,}14 \,.\, 700}{60} = 44{,}68$ Meter pro Secunde.

Ein sogenannter Windrad-Ventilator (Allgem. Maschinenlehre Bd. IV, S. 764), den der Verfasser in der Lindener mechanischen Weberei zu beobachten Gelegenheit hatte, machte bei guter Wirkung pro Minute 800 Umläufe, während sein Durchmesser 1,22 Meter betrug. Hiernach arbeitete dieser Ventilator mit einer secundlichen Peripheriegeschwindigkeit von $\frac{1{,}22 \,.\, 3{,}14 \,.\, 800}{60}$ $= 51{,}07$ Meter.

Immer noch grössere Peripheriegeschwindigkeiten finden sich bei Centrifugen zum Trocknen von Wolle und Tuch. Beispielsweise beobachtete Prof. Hartig[2]) eine derartige Maschine, wobei der sogenannte Kessel 835 Millimeter Durchmesser hatte und seine Umlaufszahl pro Minute 1300 betrug. Dem-

1) Hülsse im Artikel „Baumwollspinnerei" des ersten Supplementbandes der Prechtl' (Karmarsch) Technolog. Encyklopädie S. 162.

2) Versuche über den Kraftbedarf der Maschinen in der Streichgarnspinnerei und Tuchfabrikation. Leipzig 1864, S. 12.

gemäss beträgt die secundliche Peripheriegeschwindigkeit des gedachten Kessels $\frac{0{,}835 \,.\, 3{,}14 \,.\, 1300}{60} = 56{,}80$ Meter.

Die dem Verfasser (zur Zeit) bekannte allergrösste Peripheriegeschwindigkeit bei Maschinen findet sich, ebenfalls nach Prof. Hartig [1]), bei den Trommeln von Lumpenwölfen in der Kunstwollfabrikation. Es beträgt nämlich hier die (zugleich) vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit nicht weniger als 75 Meter pro Secunde.

§. 3.

Das Quantum an Arbeit, welches Maschinen unter sonst gleichen Umständen im Verhältniss zur Menschenhand zu liefern vermögen, ist in manchen Fällen fast unglaublich hoch.

So erzeugt ein einziger Arbeiter, an einem sogenannten sechsköpfigen Circularstrumpfstuhle arbeitend, innerhalb eines Tages zwanzig Dutzend Paar lange Frauenstrümpfe aus starkem Garne, wovon man ungefähr 3 Dutzend aus einem Pfunde erhält. Durch spätere von einem gewissen Brunel gemachte Verbesserungen soll ein Arbeiter am achtköpfigen Circularstuhle sogar 150 Dutzend Paar lange Frauenstrümpfe pro Woche (in 6 Tagen) liefern können [2]).

Die Maschinen zur Fabrikation des glatten Spitzengrundes, des englischen Tülls, die sogenannten Bobbinnetmaschinen, können, gut construirt und ausgeführt, bei $^{8}/_{4}$ Yards = 72 Zoll Breite pro Minute 30 Maschenreihen machen. Zur Herstellung jeder einzelnen Masche ist aber eine Nadel nöthig, so dass, wenn 12 Nadeln auf einen Zoll Breite der Waare kommen (eine Zwölfpoints-Maschine vorhanden ist), obige Breite 12 . 72 = 864 Maschen enthält und

pro Minute 864 . 30 = 25920 Maschen

fertig werden.

Eine geschickte Handarbeiterin bringt in derselben Zeit nicht mehr als 5 Maschen zu Stande [3]).

Die kleinste Gattung Heilmann'scher Stickmaschinen

1) Hartig, Tafeln der Umfangsgeschwindigkeiten pro Secunde etc. Weimar 1873, S. 84.

2) Reports by the Juries. Internationale Exhibition 1862. Classe XXVII, Section C, Pg. 6. Zu bemerken ist hierbei freilich, dass der Circularstrumpfstuhl nur Schläuche oder Säcke wirkt, die aufgeschnitten, zugeschnitten, wiederum genäht, gebleicht und appretirt werden müssen, um überhaupt Strümpfe, und zwar zu Preisen erhalten zu können, welche in §. 5 verzeichnet sind.

3) Man sehe hierüber F. Kohl's Werkchen „Die Spinnerei und Weberei." Vierte Auflage. S. 118. Leipzig 1861.

(zur sogenannten Weissstickerei) arbeiten gleichzeitig zwei sechsellige Streifen mit 176 Nadeln, welche letztere auf kleinen Wagen befestigt sind, die nach dem Stickrahmen hingeführt werden. Da nun die Wagen in einem Arbeitstage recht gut 2500 Aus- und Eingänge machen können, so erfolgen demnach pro Tag:

$$176 \,.\, 2500 = 440\,000 \text{ Stiche.}$$

Eine gewandte Stickerin macht aber pro Minute nicht mehr als 30 Stiche, 1800 pro Stunde und pro Tag (zu 12 Stunden) also 21600, d. h. die Maschine schafft täglich $\frac{440000}{21600}$, d. i. reichlich zwanzig Mal so viel als eine Handstickerin [1]).

Zum Copiren von Mustern auf Stickereigrund benutzt man die sogenannte Schablonenstechmaschine [2]), womit man Papier dem Muster entsprechend durchsticht, um durch die Löcher feines mit Harz gemengtes Farbepulver zn reiben und damit das Muster auf das betreffende Zeug bringen zu können. Mittelst einer solchen Maschine lassen sich pro Secunde bis 50 Stiche und folglich pro Stunde nicht weniger als 180 000 Stiche machen. Beachtet man ferner, dass recht gut vier bis sechs über einander gelegte Papierbogen auf einmal durchstochen werden können, so leuchtet ein, welche enorme Zahl von Copien sich in verhältnissmässig kurzer Zeit erlangen lassen.

Bei den Handscheeren zur Tuchfabrikation konnte ein Arbeiter pro Stunde (nach Karmarsch) [3]) nicht mehr als 2,71 Quadratmeter scheeren, während die stündliche Leistung unserer

1) Die neuesten Schweizer Stickmaschinen aus der Fabrik von Albert Voigt zu Kappel bei Chemnitz in Sachsen werden in drei verschiedenen Grössen fabricirt:

			Meter Länge.
Nr. I.	mit 176, 212 und 264	Nadeln liefern auf einmal 2 Streifen von	3,572
Nr. II.	mit 200, 250 und 350	„ „ „ „ 2 „ „	4,0
Nr. III.	mit 225, 300, 375 u. 450	„ „ „ ;; 3 „ „	4,0

Das Neueste im Gebiete der betreffenden Literatur hat Prof. Kohl im Artikel „Stickerei-Maschinen“ im 5. Supplementbande der Prechtl-(Karmarsch) „Technologischen Encyklopädie“ geliefert, wo auch schöne Abbildungen beigegeben sind. Die grösste tägliche Leistung eines Stickers wird hier (S. 190) zu 756 000 Stichen angegeben.

2) Specielles hierüber findet sich in F. Kohl's Abhandlung „Die Schablonenstech- oder sogenannte Stüpfelmaschine“. Leipzig 1848, Verlag von Otto Spamer. Neueres enthält der von demselben Verfasser geschriebene Abschnitt „Stüpfelmaschine“ im bereits citirten 5. Bande der Supplemente zur Prechtl'schen „Technolog. Encyklopädie“.

3) Handbuch der mech. Technologie. Vierte Auflage. Bd. 2, S. 1292.

heutigen Transversal-Cylinder-Scheermaschinen (nach Hartig's sorgfältigen Versuchen)[1]), beispielsweise 38,50 Quadratmeter, also mehr als das 14fache der Handarbeit betragen kann, dabei die höhere Güte der Arbeit ganz ausser Acht gelassen. Noch viel grösser ist die Leistung der Longitudinal-Cylinder-Scheermaschinen, indem diese stündlich 192 Quadratmeter liefern, also das 70fache eines Handarbeiters.

Indess ist die Arbeit der Longitudinal-Maschine bei Weitem nicht so schön, als die der Transversal-Maschine, was hauptsächlich an der zu grossen Geschwindigkeit der Scheercylinder liegt (in vorigem Beispiele 1000 Umdrehungen pro Minute, während der Durchmesser des Scheercylinders 66 Millimeter beträgt und sechs Messer von je drei Gängen vorhanden sind).

Mit unseren heutigen Nähmaschinen kann man 480 bis 720 Stiche pro Minute machen, wenn es sogenannte Schiffchenmaschinen sind, dagegen 720 bis 1000 Stiche bei Greifermaschinen. Wird Dampfkraft verwandt und werden Wheeler & Wilson'sche Maschinen in Anwendung gebracht, so soll man 1200 bis 1500 Stiche pro Minute zu machen im Stande sein[2]). Eine geübte Handnäherin kann andauernd pro Minute durchschnittlich nicht mehr als 50 Stiche machen!

Zum Zermahlen der Lumpen und Bilden eines dicken Breies von Wasser und Gewebefasern verwendet man Cylinder (Walzen), die an ihrem Umfange mit Messern versehen sind und in Umdrehung gesetzt gegen andere unbewegliche Messer (Grundwerk) treffen und so das Zerschneiden bewirken. Die ganze betreffende Maschinenanordnung wird der Holländer genannt und unterscheidet man dabei Halbzeug- und Ganzzeug-Holländer, wovon der erstere vorschneidet und der letztere die Verfeinerung besorgt. Hat der Ganzzeug-Holländer 60 Messer auf der Walze und das Grundwerk 16, geschehen ferner 200 Umläufe pro Minute, so erhält man pro Minute nicht weniger als:

$$60 \cdot 16 \cdot 200 = 192\,000 \text{ Schnitte!}$$

Noch andere interessante Beispiele von Massenproductionen mittelst Maschinen liefern die Druckmaschinen für Papier und Zeuge.

1) Versuche über den Kraftbedarf der Maschinen in der Streichgarnspinnerei und Tuchfabrikation. Leipzig 1864. S. 32 und 33. Wegen Berechnung obiger Leistungsangaben sehe man Nr. 2 der Nachträge am Ende dieses Bandes.

2) Hoyer, Die Nähmaschine im 4. Supplementbande der Prechtl-(Karmarsch) Technologischen Encyklopädie, S. 451—453.

Bei den älteren Buchdruck-Handpressen war man froh, 120 bis 200 Abdrücke pro Stunde zu erhalten, die später (1814) in der Timesdruckerei auf 250 erhöht wurden, wobei 3 Arbeiter an einer Presse mit Anstrengung aller Kräfte arbeiten mussten.

Gegenwärtig liefern die Maschinenpressen mit gerader Form pro Stunde 1200 bis 2000 Abdrücke mit geringerem Aufwande von Menschenkräften, mit der Hoé'schen Riesenschnellpresse aber, welche nach dem Rotationsprincipe mit gewöhnlichen Typen auf einer cylindrischen Form (bei 10 Druckcylindern) arbeitet, erhält man pro Stunde 20000 Abdrücke [1]).

Neuerdings ist es dem Amerikaner Bullock [2]) und dem Engländer Walter [3]) gelungen, die Schnellpressen mit cylindrischer Form auch zum Bedrucken von endlosem Papiere brauchbar zu machen. Während sich die Bullock-Maschine im Wesentlichen von einer sogenannten Schön- und Wiederdruck-Maschine mit horizontalliegenden Schrift- und Druckcylindern nicht unterscheidet, ähnelt die Walter-Presse den sogenannten Calandern (Cylindermangen) zur Appretur gewebter Zeuge, um diesen einen eigenthümlichen Grad von Glanz und Glätte zu ertheilen. Es liegen nämlich bei der Walter-Presse vier ganz gleiche Cylinder in verticaler Ebene über einander. Die beiden äussersten dieser Cylinder, d. h. der oberste und unterste, sind zur Aufnahme des stereotypirten Satzes bestimmt, während jeder der beiden zwischenliegenden Cylinder die correspondirende Druckwalze bildet. In Deutschland liefert die Reichenbach'sche Maschinenfabrik in Augsburg Walter-Pressen mit wesentlichen Verbesserungen, wohin namentlich ein eigenthümlich, vortrefflich wirkender Apparat zum Falzen der gedruckten Bogen gehört [4]).

Nicht minder auffallende quantitative Leistungs-Resultate liefert zur Zeit der Kattundruck. Um z. B. ein Stück Zeug von 28 Meter Länge und 78 Centim. Breite mit einer einzigen Farbe zu bedrucken, muss der Arbeiter 672 Mal seine Form von 25 Centim. Länge und 13 Centim. Breite aufsetzen (6 Mal die Breite und 112 Mal das Stück entlang), so dass für drei Farben nicht weniger als 2016 Abdrücke der Form nöthig sind. Bei den Walzendruckmaschinen macht man ein Stück Zeug von 18 Meter Länge in einer Minute fertig und druckt dabei 3 bis 4 Farben auf. Eine Maschine letzterer Art bedarf zu ihrer Bedienung 2

1) Journal für Buchdruckerkunst vom 27. October 1860.

2) Abgebildet im Engineer, Jahrgang 1870 (18. Febr.), Pg. 98.

3) Archiv f. Buchdruckerkunst, 7. Bd., Heft 4, S. 105 ebenfalls mit Abbildungen. Ferner „Annalen der Typographie", Jahrg. 1874, S. 213 (Nr. 235).

4) Annalen der Typographie, Jahrg. 1873, S. 221 (Nr. 221), wieder unter Beigabe von Abbildungen. Endlich Hannoversches Wochenblatt für Handel und Gewerbe vom 10. October 1874, S. 333.

Arbeiter und einen Knaben, verrichtet aber dieselbe Arbeit, welche 200 Männer und ebenso viel Knaben bei gewöhnlichem Handdruck zu Stande bringen würden [1]).

Mather und Platt in Salford (Manchester) liefern in jüngster Zeit sogar Walzendruckmaschinen für 16 bis 20 Farben, wobei ebenfalls jede der Walzen einen Theil des Musters auf das in beständiger Drehung fortschreitende Zeug druckt [2]).

§. 4.

Qualität der Maschinenarbeit. — Zur Zeit giebt es nur noch eine verhältnissmässig geringe Anzahl in grösseren Mengen auszuführender Arbeiten, wobei die Maschinen nicht auch hinsichtlich Qualität (Güte und Schönheit) der Menschenhand den Rang abgelaufen hätten.

Vor Allem gehört hierher das Spinnen der Baumwolle, der Wolle und des Flachses.

Wie gewandt und geübt auch Hände und Füsse der am Spinnrade arbeitenden Frauen und Mädchen immerhin sein mögen, jener Grad von Gleichförmigkeit, womit das Ausziehen der Fäden und das Umdrehen der Spindeln bei der Maschine erfolgt, ist für sie unerreichbar.

Daher vermag die Handarbeit auch nicht den beiden Hauptforderungen zu entsprechen, welche man an gutes Gespinnst stellt, nämlich Fäden von überall gleicher Dicke und durchaus einerlei Drehung zu liefern. Aufmerksame Vergleichung von Maschinen- und Handgespinnst lehrt daher auch sofort, dass der Maschinenfaden den durch die Hand gesponnenen Faden an Gleichheit, Rundung und Reinheit übertrifft, sowie auch, dass er durch die bessere Drehung zugleich stoffreicher und schwerer geworden ist. Hiernach ist es nicht zu verwundern, wenn die Weber lieber Maschinen- als Handgarn verarbeiten, da jedenfalls der Schussfaden weniger oft als bei Handgarn reisst, was die täglich zu webende Meterzahl nothwendig vergrössert.

Sonstige Käufer geben dem Maschinengarn gewöhnlich des-

1) Karmarsch und Heeren, Technisches Wörterbuch, Artikel „Kattundruckerei", Bd. 2, S. 360.

2) Auf der Wiener Ausstellung von 1873 producirten Mather und Platt eine Walzendruckmaschine für 12 Farben, die zum directen Antriebe mit einer Dampfmaschine versehen war, deren beide unter 45 Grad gegen die Verticale geneigten Cylinder auf eine gemeinsame Kurbelwelle wirkten, von welcher durch Zahnräder der 5 Fuss engl. (1,524 Meter) im Durchmesser haltende Drucktambour, sowie die Druck- und Farbwalzen ihre Bewegung erhielten.

halb den Vorzug, weil es sich durch ein besseres Aussehen von dem Handgarn unterscheidet.

Am auffallendsten treten alle diese Umstände bei dem Verspinnen der Flachsheede (des Wergs) zu Garn hervor, welches gegenwärtig mittelst der Maschinen so rein, schön und fein bewirkt wird, dass gleiche Leistungen der blossen Handarbeit völlig unmöglich sind, weil ihr hierzu alle erforderlichen Mittel fehlen.

Schliesslich verdient noch bemerkt zu werden, dass die Maschine, bei allen schon genannten Vorzügen des Gespinnstes, Fäden von so grosser Feinheit zu erzeugen im Stande ist, wie es die Handarbeit entweder gar nicht oder nur dann vermag, wenn dabei ganz unverhältnissmässig viel Mühe und Zeit aufgewandt wird.

So hat man Baumwolle bis Nr. 500 und 700, nach Angaben von Hülsse (Art. „Baumwollspinnerei" S. 338 in den Supplementen zu Prechtl's techn. Encyklopädie) sogar bis Nr. 2150 versponnen [1]).

Das Qualitätsübergewicht der Maschinenarbeit tritt ebenfalls höchst auffällig bei den Maschinen zur Verfertigung der Kratzen (Beschläge) hervor, welche bei der Baum- und Schafwollspinnerei dazu bestimmt sind, das erste Parallellegen der Fasern zu bewirken. Man befestigt nämlich in Leder entsprechend gebogene Drahthäkchen und erzeugt eine Art biegsamer, elastischer Kammfläche. Die Brauchbarkeit dieser Kratzen beruht aber vorzugsweise (nächst gutem Drahte) auf der Herstellung überall gleich dicken Leders (mittelst sogenannter Spaltmaschinen), in dem Stechen von ganz gleich abstehenden Löchern [2]) und in dem gehörigen Abschneiden, Umbiegen und Einstecken des Drahtes, der

1) Es ist hier die englische Garnnummer vorausgesetzt, welche bei Baumwollengarn die Anzahl Schneller (Zahlen, Strähne), von je 840 Yard = 2520 Fuss engl. (768,6 Meter) Fadenlänge ist, die zusammen ein englisches Pfund (454 Gramm) wiegt. Bezeichnet man das Gewicht eines solchen Strähnes mit q und die entsprechende Feinheitsnummer mit n, so erhält man $q = \frac{1}{n}$, d. h. es ist Baumwollengarn von Nr. n solches, wovon ein 2520 Fuss engl. langer Faden den n^{ten} Theil eines englischen Pfundes wiegt. Beim Flachs versteht man unter der Garnnummer die Anzahl Gebinde (Leas), von je 300 Yard Fadenlänge, welche auf ein englisches Pfund gehen. Eine Flachsnummer ist sonach immer $\frac{840}{300} = 2{,}80$ Mal grösser, als die einer Baumwollgarnnummer von gleicher Feinheit des Fadens.

2) Je feiner der Draht ist, desto dichter stehen die Häkchen bei einander, und zwar befinden sich (nach Karmarsch's Messungen) auf dem Raume eines Wiener Zolles (= 1,037 Zoll engl.), nach Länge oder Breite gemessen, von 20 bis zu 30 Löchern, wonach 1 Quadratzoll 400 bis 900 Löcher, mithin ebenso viele einfache (oder halb so viele doppelte) Häkchen enthält.

zugleich in den Löchern entsprechend festsitzen muss. Die neuesten Maschinen verrichten ohne Zuthun der Menschenhand zugleich das Stechen des Leders, das Verfertigen der Häkchen (Doppelhäkchen) und das Einsetzen derselben mit ebenso grosser Schnelligkeit und Vollkommenheit, dass auch hier die Menschenhand den Concurrenzkampf bereits aufgegeben hat.

Erwähnt zu werden verdienen hier noch die Schraffirmaschinen der Kupferstecher, welche auf 25 Millimeter Breite zuweilen 200 bis 300 noch so vollkommen getrennte Linien neben einander legen, dass bei ihrem Abdrucke ein Zusammenfliessen der Farbe nicht stattfindet.

Der Engländer Baxton will mit einer Maschine auf Stahl und anderen Metalloberflächen 500 bis 10000 Linien, im Abstande von 1 Zoll, mit Hülfe einer Diamantspitze gezogen haben. Derartige Linien zersetzen das Licht und erzeugen dadurch auf der Oberfläche des Stahls eigenthümliche prismatische (irisirende) Farben, worauf sich die Herstellung der früher einmal beliebten sogenannten Irisknöpfe gründet [1]).

Aehnliche Qualitätsvorzüge von Maschinenarbeiten lassen sich nachweisen bei den Scheermaschinen für gewebte Wollzeuge, bei den mit eigenthümlichen Papierwalzen ausgerüsteten Kalandern zum Appretiren der Stoffe, bei den Maschinen zum Schneiden der Fourniere aus edlem Holze (18 bis 20 aus $2^1/_2$ Centim. Bohlendicke), beim Schneiden der Zähne in Metall- und Holzräder, den Bohr-, Hobel-, Schneide- und anderen sogenannten Werkzeugsmaschinen zum Verarbeiten der Metalle beim Maschinenbau, der Wagen- und Bauhölzerfabrikation, ja selbst bei den Maschinen zum Säen des Getreides und anderer Samen (Reihensäe- oder Drillmaschinen) und vielen anderen.

§. 5.

Wohlfeilheit der Maschinenarbeit. — Mit der Productionsfähigkeit der Maschinen hat sich für manche Gegenstände eine Wohlfeilheit der Erzeugung erreichen lassen, die fast in das Unglaubliche geht.

1) Dingler's Polytechnisches Journal. Bd. 10. (1823) S. 116. Die betreffende Maschine befindet sich abgebildet und beschrieben im XXI. Bande der Brevet. invent. (1831.) Pg. 80. Ueber Irisknöpfe sehe man Karmarsch, Mechanische Technologie. Fünfte Auflage. Bd. 1. S. 571.

So liefern zur Zeit sächsische (Chemnitzer) Strumpffabriken baumwollene lange Frauenstrümpfe zu folgenden Engros-Preisen:

weisse, ganz leichte, das Dutzend Paar zu 2 R.-Mk.
weisse, mittelfeine das Dutzend Paar zu 3 R.-Mk.
weisse, schwerere das Dutzend Paar zu 3 R.-Mk. 90 Pf.
grau oder melirt, das Dutzend Paar zu circa 20 Pf. mehr [1]).

Ein Stück glatter englischer Tüll oder Bobbinnet wird jetzt nach Erfindung der Heathcoat'schen Bobbinnetmaschine 50 Mal so billig verkauft, als am Ende des vorigen Jahrhunderts. Zur Zeit erhält man von der wohlfeilsten Sorte das engl. Yard zu $1\frac{1}{2}$ Pence bei 17 Zoll (engl.) Breite. Nach Gewicht und Muster verschiedene 21 bis 44 Zoll breite baumwollene Tülle, das Yard von $2\frac{1}{2}$ Pence bis 18 Pence. Bobbinnet aus glatter Seide 18 bis 36 Zoll breit das Yard von 8 Pence an bis zu 4 Schillingen.

Die ordinärsten englischen (Nottinghamer) baumwollenen gemusterten Spitzenstreifen (Tattings) sind jetzt pro Dutzend Yards (36 Fuss engl.) Länge für $1\frac{1}{2}$ Pence ($12\frac{1}{2}$ Pfennige) bei 16 Millimeter Breite zu haben, für 2 bis 3 Pence ($16\frac{2}{3}$ Pfennige bis 25 Pfennige) bei 22 Millimeter Breite, wobei zu bemerken ist, dass die Breite nicht allein, oft gar nicht, den höheren Preis bestimmt, sondern dies vorzugsweise von der Güte des Stoffes und Schönheit des Musters abhängt.

Sogenannte American Laces (zu Besätzen an Kinderzeugen, Nacht- und Negligéekleidern etc.) ebenfalls das Dutzend Yards zu $2\frac{1}{2}$, $6\frac{1}{2}$, $8\frac{1}{2}$ Pence von beziehungsweise 20, 60 und 70 Millimeter Breite. Gezwirnte Spitzen (Saxony Thread Plat Laces) das Dutzend Yards zu $3\frac{3}{8}$ bis 15 Pence. Französische Spitzen (von Calais) mit hübscheren gefälligeren Mustern als die englischen, im Preise von circa 3 Centimen pro Meter bei 10 Millimeter Breite, die breiteste Waare (150 Millimeter) verhältnissmässig theurer, je nach Breite, Qualität und Dessin. Imitation der Brabanter

1) Durch Einführung des Zolles von 35 Procent in den Vereinigten Staaten Nordamerikas ist der Export dahin unmöglich geworden, soweit er die ordinären Strumpfwaaren betrifft. Jetzt ist der Debit der Circularstuhl-(Rund-)Waaren auf einen Theil von Südamerika und von Russland (Polen) beschränkt, und dazu kommt noch, dass ein grosser Theil der sächsischen Rundstühle nach Lodz und anderen polnischen, auch russischen Städten übergeführt worden ist, dass also Polen und Russland ihren Bedarf zum grossen Theil selbst decken.

Eine der grössten Firmen im Strumpffache zu Chemnitz ist der Meinung, dass jetzt nur noch $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{6}$ der Quantität, welche vor 12 Jahren fabricirt wurde, von Rundstuhlwaare hergestellt wird.

Spitzen, sogenannte Valenciennes (das billigste), 5 bis 6 Centimen pro Meter bei 13 Millimeter Breite.

Recht nette mit der Maschine (in St. Gallen)[1]) gearbeitete Stickereien pro Aune (115 Centimeter = 45 Zoll engl.) zu 38 Centimen (30 Mark-Pf.), wobei das Muster eine Breite von 15 Millimeter einnimmt. Die von 90 Millimeter Musterbreite werden pro Aune zu 1 Franc 80 Centimen geliefert etc.

Sächsische baumwollene Vorhangzeuge (Gaze filoche), wo mittelst der Jacquardmaschine vortreffliche Muster eingewebt sind, werden (als feine Waare), das Stück von 40 Leipziger Ellen (à 0,565 Meter) bei $^8/_4$ Breite, im Engros-Preise zu $6^1/_3$ Thaler verkauft. Noch recht gute ähnliche Stoffe sind für $4^1/_3$ Thaler zu haben[2]).

Deutsche Kattundruckereien liefern zur Zeit baumwollene bedruckte Waare die Berliner Elle (= $^2/_3$ Meter) zu 23 Pfennigen, deren Aussehen durchaus nicht schlecht genannt werden kann.

Der Metallwaarenfabrikant Japy zu Beaucourt fertigt Schatull- oder Kästchenschlösser kleinster Sorte zu dem fabelhaften Preise von noch nicht völlig $3^1/_2$ Pfennigen pro Stück[3]), welche freilich aus Abfällen von schwarzem Eisenblech mit Hülfe einer Ausschneidemaschine, des sogenannten Durchschnitts, hergestellt, durch Biegen fertig gemacht und mittelst Vernietung zusammengesetzt werden. Die Schlüssel sind aus Eisen gegossen.

Die Arbeiten für die verschiedenen Zwecke des Maschinenbaues, beispielsweise das Ausbohren der Metallcylinder, das Hobeln von ebenen und gekrümmten Flächen, das Schneiden der Schrauben, Fräsen der Muttern u. s. w., werden gegenwärtig mindestens 2 bis 3 Mal wohlfeiler, als ohne die jetzigen Werkzeugsmaschinen, überdies aber auch besser und schneller (oft in $^1/_4$ der sonstigen Zeit) ausgeführt.

Einen höchst wichtigen Einfluss auf die Wohlfeilheit mancher Artikel des heutigen Gewerbe- und Industriewesens hat das dabei angewandte Princip der Arbeitstheilung, wo jede Haupt-

1) Ebenfalls so in Plauen (Sachsen), St. Quentin und Lille in Frankreich.

2) Die in Nottingham seit einigen Jahren massenhaft fabricirten Curtain-Nets (damascirte Tüll-Gardinen) von circa 36 bis 60 Zoll (engl.) und zu Preisen von 6 Pence bis 3 Schilling pro Yard, haben sich besonders für die besseren und Mittelqualitäten in ganz Deutschland eingebürgert.

3) Karmarsch, „Die wohlfeilsten aller Schlösser“ in den „Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover.“ 1856. S. 26.

operation der Arbeit oder jeder zu fertigende einzelne Bestandtheil besonderen Händen zugewiesen wird und wodurch sich der Arbeiter nothwendig einen Grad von Geschicklichkeit und Geschwindigkeit aneignet, welcher der mit vielen verschiedenen Processen beschäftigte nie zu erreichen vermag.

Besonders geeignete Beispiele für diese Behauptungen liefert die Fabrikation der Nähnadeln und der Taschen- (Sack-) Uhren. Der ausserordentlich geringe Preis einer selbst guten Nähnadel ist bekannt, selten aber wird man davon gehörige Kenntniss haben, dass jede Nähnadel 90 bis 120 Mal (je nach der Fabrikationsart und der Gattung) durch die Hand zu gehen hat und dass die sinnreichsten Arbeitsmethoden, Werkzeuge und Maschinen erdacht werden mussten, um, gestützt auf das Princip der Arbeitstheilung, die Wohlfeilheit zu erreichen. Manche Arbeitsstufen werden dabei mit einer grossen Anzahl Nadeln (beim Scheuern und Poliren auf der Scheuermühle bis zu einer halben Million[1]) Nadeln) vorgenommen, bei anderen, wie der Bildung runder Oehre, muss jede einzelne Nadel unter die Spitze einer kleinen Bohrmaschine gebracht werden.

Bei der Fabrikation der Schweizer Taschenuhren sind für jeden der Bestandtheile einer Uhr besondere Hände bereit und nicht eine Hand ist thätig, welche auch nur den kleinsten Uhrtheil ganz fertig macht.

In Chaux-de-Fonds theilen sich die Arbeiten bei der Uhrenfabrikation in 54 Beschäftigungsarten[2]), wovon allein mit der Verfertigung von Ankerechappements 22 Werkstätten, mit Cylinderechappements 18, Zähnrädern 17, Zeigern 36, Gehäuscharnieren 44, mit Repassiren und Remontiren 272 u. s. w. zu thun haben[3]).

1) Karmarsch-Hartig, Handbuch der mechanischen Technologie. Fünfte Auflage, S. 519. Hannover 1875.

2) In den „Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover", Jahrg. 1858, S. 184 sind diese 54 Beschäftigungsarten nach glaubwürdigen Nachrichten aus Würtemberg speciell aufgezeichnet zu finden.

3) Nach dem vom Prof. Kopp in Neuchâtel in französischer Sprache verfassten Berichte „Ueber die Entwickelung der Uhrenindustrie im Canton Neuchâtel," bei Gelegenheit der Wiener Ausstellung von 1873 werden für Chaux-de-Fonds nur 48 und für Locle nur 46 Beschäftigungsarten (markirt hervortretende Stufen der Arbeitstheilung) aufgeführt. Wahrscheinlich sind dabei manche secundäre Arbeiten unbeachtet gelassen worden, indem ausser den „Horlogers des deux sexes" auch noch „Professions divers des deux sexes" als Arbeiter der „Horlogerie" aufgezählt werden.

Nach den Kantonen vertheilte sich 1870 die Arbeiterzahl der Schweizer Taschenuhren-Fabrikation wie folgt [1]):

Cantone.	Männer.	Frauen.	Arbeiter überhaupt.	Zahl der verfertigten Uhren.
Neuchâtel . .	11081	5383	16464	800000
Bern . . .	9392	4743	14135	500000
Wallis . . .	2439	1313	3752	150000
Genf . . .	2330	1288	3618	150000
Total:	25242	12727	37969	1600000

Der Werth vorbemerkter 1600000 Taschenuhren wird zu 88 Millionen Franken angegeben. Hiernach berechnet sich der Preis einer Taschenuhr (gleichgültig welches Gehäuse) zu $\frac{880}{16} = 55$ Franken, so dass man als jährlichen Verdienst eines Arbeiters erhält, wenn man die Hälfte des Werthes als Arbeitslohn rechnet, $\frac{44000000}{37969} = 1159$ Franken.

§. 6.

Nachtheile des Maschinenwesens. — Gegenüber den bisher erwähnten Vortheilen des Maschinenwesens, womit der Mensch den Ansprüchen von Bedürfniss und Luxus zu genügen sucht, erhebt man gegen dasselbe nicht nur grosse Bedenken, sondern spricht vielfach ernsthafte Besorgnisse aus, die hier, soweit es die Umstände gestatten, einigermassen erwähnt zu werden verdienen.

Der nächste und am meisten zu hörende Vorwurf, den man dem heutigen Maschinenwesen macht, ist das Schaffen eines ungeheuren Proletariats, welches früher oder später der menschlichen Gesellschaft höchst gefährlich zu werden drohe, so dass es ein wahrer Segen wäre, wenn man sich bestrebte, alle heute in Fabriken und mit Maschinen beschäftigten Menschen so viel als nur möglich zur Handarbeit zurückzuführen.

Abgesehen davon, dass bei der Handarbeit wie in den vorstehenden Paragraphen hinlänglich erwiesen ist, Quantität wie Qualität der erzeugten Gegenstände in den meisten Fällen nicht die ist, welche die Gegenwart unbedingt fordert, würde der Er-

1) Dr. Hirsch (Directeur de l'Observatoire de Neuchâtel) im officiellen Schweizerberichte über die Wiener Ausstellung von 1873, S. 31.

werb der Arbeiter kein grösserer, besserer, sondern ein wahrhaft erbärmlicher, ja oft ein solcher sein, der nicht einmal Schutz vor dem Verhungern gewährte; will man anders das vorhandene Bedürfniss befriedigen und die Menschheit nicht zwingen, sich der Mehrheit nach mit Schafvliessen zu behängen und mit Thierfellen zu bekleiden.

Beispielsweise bedarf die civilisirte Welt zur Zeit jährlich an Baumwollengespinnsten ein solches Quantum, welches rund gerechnet

67 Millionen Feinspindeln

zu liefern vermögen [1]).

Nimmt man nun an, dass jede dieser Spindeln jährlich 38 Pfund Garn producirt, so berechnet sich der bemerkte Bedarf zu

2546 Millionen Pfund Baumwollengarn.

Wird durchschnittlich der Preis eines Pfundes dieses Garnes zu 1,2 Mark angenommen, so erhält man als Werth vorbemerkter Garnmenge:

$$2546 \times 1{,}2 = 3055{,}20 \text{ Millionen Mark.}$$

1) Nach Dr. Max Weigert in Berlin (Deutscher amtlicher Bericht über die Wiener Weltausstellung im Jahre 1873, Gruppe V „Textil- und Bekleidungs-Industrie," S. 497) betrug im Jahre 1872 die Spindelzahl in

								pro Spindel.
England	39 500 000	bei einem	Baumwoll-Verbrauche	v.	(jährlich)			32 Pfd.
Vereinigte Staaten	8 350 000	„	„	„	„	„	„	57 „
Frankreich	5 200 000	„	„	„	„	„	„	38 „
Deutschland	3 000 000	„	„	„	„	„	„	47 „
Elsass	2 000 000	„	„	„	„	„	„	38 „
Russland	2 000 000	„	„	„	„	„	„	60 „
Oesterreich	1 900 000	„	„	„	„	„	„	47 „
Schweiz	1 700 000	„	„	„	„	„	„	25 „
Spanien	1 400 000	„	„	„	„	„	„	48 „
Belgien	650 000	„	„	„	„	„	„	43 „
Italien	500 000	„	„	„	„	„	„	48 „
Schweden, Norwegen und Dänemark	300 000	„	„	„	„	„	„	60 „
Holland	230 000	„	„	„	„	„	„	43 „

Summa: 66 830 000 Spindeln, Durchschn.-Verbr. $38^2/_3$ Pfd. pro Spindel.

Die Ursache des so verschiedenen Durchschnittsverbrauchs pro Spindel in den einzelnen Ländern liegt einerseits in der ungleichen Vollkommenheit, mit der die Spinnerei in denselben betrieben wird, andererseits in der Gattung der Gespinnste, welche hauptsächlich dort erzeugt werden.

So wird z. B. behauptet, dass in der Hannoverschen Baumwollspinnerei und Weberei in Linden (von der im Nachstehenden ausführlich berichtet wird)

Veranschlagt man ferner hierbei den Werth der rohen Baumwolle zu $^2/_3$ [1]) der Gesammtsumme und den Spinnlohn zu $^1/_3$, so erfordert das obige Garnquantum an Arbeitslohn in runder Zahl:

1000 Millionen Mark.

Da nun ein Mensch mit dem Handspinnrade nicht mehr Baumwollengespinnst als eine Maschinenspindel zu liefern im Stande ist, so würden allein 67 Millionen Arbeiter erforderlich sein, um das Bedürfniss der Gegenwart an gesponnenem Baumwollengarn zu decken. Der Verdienst derselben könnte pro Kopf bei Handarbeit aber nur betragen:

$$\frac{1000}{67} = 14{,}92 \text{ Mark},$$

oder 14 Mark 92 Pfennige jährlich!

In der Hannoverschen (Actien-) Baumwollspinnerei und Weberei zu Linden vor Hannover [2]) beträgt dagegen der wöchentliche Arbeitslohn der weiblichen Arbeiter $7^1/_2$ bis $13^1/_2$ Mark, der der männlichen Arbeiter aber 12 bis 15 Mark, ja bis zu 30 selbst $36^1/_2$ Mark. Beim Verspinnen des Flachses stellt sich ein ähnliches Verhältniss heraus. Ein Beispiel wird auch diesen Fall am besten erläutern.

In der Stelling'schen Flachs- und Heede-Spinnerei zu Hannover sind 4000 Feinspindeln (2800 für Heede und 1200 für Flachs) im Betriebe [3]), deren durchschnittliche Leistung bei Flachsgarn von Nr. 40 zu 15 Leas (1 Lea oder 1 Gebind = 300 Yards Fadenlänge) pro Spindel und pro Tag gerechnet wird. Hiernach ergiebt sich die Leistung im Jahre (300 Tage) zu 4500 Leas.

bei 11stündiger Arbeit, wöchentlich von Garn Nr. 20, nicht weniger als $1^3/_4$ Pfund pro Spindel, d. i. $87^1/_2$ Pfd. Garn pro Jahr erzeugt würden.

1) Bei dieser Calculation ist angenommen, dass Anlage- und General-Kosten nicht in Betracht kommen, wie dies beim Spinnen auf Handrädern der Fall sein würde. Bei der Maschinenspinnerei müsste man von dem obigen $^1/_3$ jedenfalls $^1/_4$ auf die erste Anlage, Amortisation, Unterhaltung, Zinsen u. s. w. rechnen, so dass nur $^1/_{12}$ für reinen Arbeitslohn verbliebe.

2) Diese schöne, nach den neuesten englischen Mustern eingerichtete Spinnerei beschäftigt bei 78000 Feinspindeln 950 Arbeiter, darunter 470 Frauenzimmer und 140 jugendliche Personen unter 16 Jahren. Kinder unter 14 Jahren erhalten für sechsstündige Arbeit einen Wochenlohn von 3,10 Mark, dabei freien Schulunterricht und Bücher. Auf den Schulbesuch des einzelnen Kindes werden täglich 4 Stunden verwandt.

3) Die Zahl der grösstentheils aus Frauen und Mädchen bestehenden Arbeiter beträgt 180. Der durchschnittliche Arbeitslohn ist 12 Mark pro Kopf.

Dieselbe Spinnerei rechnet das Gewicht eines Bündels Garn von Nr. 40 zu $4^1/_2$ Pfund engl., so dass letzteres Fadenquantum wiegt:

$$\frac{4500}{200} \times 4^1/_2 = 101^1/_4 \text{ Pfund engl.}$$

(Hierbei ein Bündel gleich 20 Stück = 200 Leas gerechnet.)

Hiernach liefert also jede Spindel pro Arbeitstag: $\frac{101^1/_4}{300}$, d. i. circa $^1/_3$ Pfund Garn. Rechnet man mit der Stelling'schen Fabrik den Spinnlohn pro Bündel zu 2 Mark [1]), nimmt letztere Zahl als Durchschnitts-Spinnlohn der in Deutschland zur Zeit im Betriebe befindlichen Spindeln (303 988 [2]) nach der unten citirten Quelle), so beträgt die jährliche Production an Garn 303 988 $\times 101^1/_4$ = 30 778 785 Pfund Garn und es berechnet sich der

1) Summarische Berechnung in der Stelling'schen Fabrik.

	Garn-Nummern.	Gewicht pro Bündel in Pfunden.	Rohmaterial in Mark.	Spinnlohn in Mark.	Verkaufspreis pro Bündel in Mark.
Heede (Tow-) Garn 2800 Spindeln . . .	4	45,0	13,5	3,0	18
	10	18,0	7,5	3,0	12
	20	9,0	4,5	2,5	8
Flachs-Garn 1200 Spindeln . . .	30	6,0	6,0	2,0	9
	40	4,5	5,0	2,0	8

2) Diese Zahl vertheilt sich (nach Dr. M. Weigert im amtlichen Berichte über die Wiener Weltausstellung von 1873, Bd. I, S. 530) in Deutschland folgendermassen:

Preussen	207 950	Spindeln *)
Sachsen	43078	„
Baiern	24462	„
Würtemberg	13498	„
Baden	4250	„
Oldenburg	1700	„
Braunschweig	7800	„
Bremen	1250	„
	Summa: 303 988	Spindeln.

*) Darunter Bezirk Bielefeld mit 43096 und Provinz Hannover mit 12352 Spindeln.

Des bemerkenswerthen Vergleiches wegen werde hier noch die am Anfange der 70er Jahre in ganz Europa vorhandene Zahl Spindeln für Flachs, Heede etc. notirt und zwar nach der Bielefelder Leinen-Zeitung Jahrgang 1874, Nr. 287 B. Hiernach kommen auf

Spinnlohn = x (mit Bezug auf die umstehende Note 1) in Mark aus der Proportion:

$$4\frac{1}{2} : 30778785 = 2 : x, \text{ d. i. } x = 13679460 \text{ Mark}$$ [1].

Verfolgt man in ähnlicher Weise nur einigermassen die merkwürdigen Verzweigungen von Arbeits- und Verdienstquellen aller Art, welche die heutige Fabrikindustrie geöffnet hat, so kommt man zu fast staunenswerthen Resultaten. Wie viel Arbeitsstufen sind z. B. zu betreten und wie viel Geschäftskreise sind zu durchlaufen, wie viel Köpfe und Hände müssen ihre ganze Thätigkeit entwickeln, ehe eine einzige Nähnadel der Jetztzeit zum Gebrauche fertig ist. Ein wahres Labyrinth von Wegen ist zu verfolgen von der Arbeit des Bergmannes an, welcher den erforderlichen Eisenstein fördert, bis zum Papierfabrikanten, der das bekannte schöne blaue Papier zum regelrechten Einpacken der zum Verkaufe fertigen Nähnadeln liefert.

Welcher Menge von Menschen werden Erwerbsquellen allein durch die Fabrikation des ordinärsten bedruckten Kattuns eröffnet, womit sich die geringste Arbeiterin kleidet. Um dies zu bemessen, muss man mit der Arbeit des Pflanzers in der Baumwollenplantage jenseits des Weltmeeres, oder in dem fernen Asien oder Afrika beginnen, den Transport des gewonnenen Rohstoffes beachten, die Spinnereien und Webereien durchwandern, die vielfarbigen Walzendruckmaschinen in's Auge fassen und endlich beim Seiler schliessen, der den Bindfaden zum Zusammenschnüren eines vollendeten Stückes Zeug liefert. Der bessere, grössere Erwerb zieht aber viele andere Wohlthaten in den Kreis der menschlichen Gesellschaft hinein.

Machen es doch die Maschinen selbst der geringsten Arbeiterklasse möglich, sich in Stoffe zu kleiden, die sich sonst nur der Reiche zu verschaffen vermochte, die Wohnungen mit allerlei

Grossbritannien und Irland . .	1513470	Spindeln *)
Frankreich	620000	„
Oesterreich	395915	„
Belgien	305120	„
Deutschland	303988	„
Russland und Polen	130000	„
Norwegen und Schweden . . .	20000	„
Holland	5200	„
Summa:	3293693	Spindeln.

*) 926617 Spindeln auf Irland, 317085 auf Schottland und 269768 auf England.

1) Weiteres, dies Beispiel betreffend, findet sich im Anhange Nr. 3 zu diesem Bande.

Annehmlichkeiten in einer Weise auszustatten, wie sie noch vor wenig Jahrhunderten bei manchen Fürsten nicht besser zu finden waren, von den wohlfeilen Transportmitteln Nutzen zu ziehen, welche Dampfwagen und Dampfschiffe herbeigeführt haben; kurz sich Zustände zu schaffen, wodurch Annehmlichkeit des Lebens, Wohlbehagen und damit Zufriedenheit mit den bürgerlichen und staatlichen Verhältnissen naturgemäss herbeigeführt wird. Hiernach gehören die Maschinen der Gegenwart zur Kategorie der Wohlthaten für die Menschheit, und nicht zu jener der Plage und des Schreckens, womit Kurzsichtigkeit und Unwissenheit ihnen sehr oft entgegentritt.

Wenn nun auch bereits mancherlei Uebel aus diesen Zuständen entsprossen sind, so waren diese doch niemals dauernd, vielmehr nur vorübergehend, und werden sie sich um so mehr in letzterer Weise in der Folge zeigen, je mehr man sich bestrebt, die gesellschaftlichen Einrichtungen den Veränderungen anzupassen, welche das Maschinen- und Industriewesen hervorbringt.

Rechnet man hierzu, dass es wahrscheinlich für alle Zeiten hin noch Arbeiten geben wird, wo sich persönlicher Fleiss und individuelle Geschicklichkeit besonders auszeichnen können, Arbeiten existiren werden, die nicht durch Maschinen zu beschaffen sind, wie z. B. das Hauen der Feilen, die Herstellung nach Güte und Schönheit tadelloser Nägel [1]) und Stecknadeln [2]), der Fässer [3]), der Flaschenkörke [4]), das Setzen und Ablegen der Buchdruck-Typen [5]), das Schneiden des Sammets u. dergl. m.; giebt

1) Haben auch die Maschinennägel der Neuzeit die durch Menschenhand geschmiedeten an Wohlfeilheit überflügelt, so stehen erstere doch an Qualität den letzteren ganz unstreitig nach.

2) Die Köpfe der durch Maschinen hergestellten Stecknadeln haben nicht die bequeme Kugelform (der Erzeugung des Kopfes durch Stauchen wegen) wie die der Stecknadeln, welche durch Handarbeit verfertigt sind, wo man die Köpfe aus besonderem Drahte ansetzt und dabei den Kugelkopf bildet. Giesst man die Köpfe an die Nadeln, so sind diese weder so schön, noch so dauerhaft wie die letzteren.

3) Die Maschinen müssen sich gesägter Bretter statt der weit haltbareren gespaltenen Stäbe bedienen.

4) Die bisherigen Korkschneidemaschinen scheiterten sowohl an der Möglichkeit, wohlfeil genug zu arbeiten, als auch an dem Uebelstande, dass sie nicht im Stande sind, auf die mancherlei Fehlstellen des Korkholzes (Löcher, Knollen etc.) Rücksisht zu nehmen, wie dies der Handarbeiter kann.

5) Trotz der raffinirtesten mechanischen Combinationen und bewunderungswürdigsten Constructionen, welche bis heute zur Herstellung geeigneter, brauch-

man sich ferner Mühe, den sittlichen Werth der Arbeiter durch allerlei Bildungsmittel (Schulen, Vorträge, Bibliotheken, Lese-, Musik-, Gesang- und Unterhaltungsvereine, Belohnungen für gute Arbeit, für lange Dienstzeit etc.) zu erhöhen, ihre Lage durch mildthätige und versorgende Anstalten (Arbeiterwohnungen, Vorraths- und Krankenhäuser, Sparkassen etc. etc.) zu verbessern, so wird man ruhig den Rest der Besorgnisse der Vorsehung überlassen können, deren Weisheit und Güte sich auch bisher in diesem Kreise so vortrefflich bewährte, dass wir ganz ausser Stande sind, gebührend Lob und Dank dafür auszusprechen.

Anmerkung. Sehr oft wird der sittliche Zustand der Fabrikarbeiter als unter dem der ländlichen Arbeiter stehend bezeichnet, und hierzu unter Andern zum Maassstabe auch die Behauptung genommen, dass unter allen Umständen die Zahl unehelicher Kinder bei ersteren grösser als bei letzteren sei. Ich bin dieser Ansicht bereits vor mehreren Jahren entgegen getreten [1]) und beharre bei meiner auf Erfahrung gestützten Behauptung, trotz der Angaben selbst ausgezeichneter Statistiker [2]). Dazu zeigen andere genaue statistische Aufnahmen und Untersuchungen der sittlichen Verhältnisse eigentlicher Fabrikstädte sehr günstige Resultate. Beispielsweise ermittelte v. Eynern [3]), dass in der Stadt Barmen von über 80000 Einwohnern (darunter fast 57 Procent Arbeiter) in der Zeit vom 1. November 1872 bis dahin 1873 nicht mehr als 3 Procent uneheliche Geburten vorkamen. Dagegen zeigt Roscher [4]), dass 1851 in 209 Ortschaften des landwirthschaftlichen Mecklenburg-Schwerin die Hälfte und mehr, in 79 sogar alle Geburten unehelich waren!

Ganz richtig ist daher eine Bemerkung Kolb's [5]), dass die ehelichen und unehelichen Geburten als das Maass der Sittlichkeit und Unsittlichkeit einer Bevölkerung deshalb nicht genommen werden könne, weil die Masse der un-

barer Maschinen zum Setzen und Ablegen der Buchdruck-Typen, ersonnen wurden, ist es dennoch immer noch nicht gelungen, eine Maschine zu schaffen, welche die betreffende Handarbeit auf ein Minimum beschränkte und zugleich im Stande wäre, die mechanische und intellectuelle Behandlung des Satzes in der erforderlichen Vollkommenheit und Wohlfeilheit auf die Dauer mit einander zu vereinigen (das Umbrechen, Ausschliessen des Satzes etc. unnöthig zu machen). Wahrscheinlich dürfte bei einem Geschäfte, welches von Seiten der Arbeiter einen so grossen Aufwand geistiger Fähigkeiten verlangt, die Hand des Setzers ohne Nachtheil auch in der Zukunft mit der Satzweise der Maschine zu kämpfen vermögen.

1) Mittheilungen des Hannov. Gewerbe-Vereins Jahrgang 1861, S. 142.

2) Haushofer, Lehr- und Handbuch der Statistik. Wien 1872, S. 494. Ebenso Frantz, Handbuch der Statistik. Breslau 1864, S. 209 und 210.

3) Wider die Socialdemokratie und Verwandtes. Leipzig 1874, S. 48.

4) System der Volkswirthschaft. Stuttgart 1864, Bd. 1, S. 523.

5) Handbuch der vergleichenden Statistik. Leipzig 1873, siebente Auflage S. 822 (Note).

ehelichen Geburten gewöhnlich das Ergebniss fehlerhafter socialer Zustände namentlich einer Erschwerung der Ansässigmachung und Verehelichung sei.

Doch genug hiervon für gegenwärtigen Zweck und zum Schlusse nur noch eine Bemerkung v. Eynern's in der bereits citirten Schrift S. 57, welche folgendermassen lautet:

Wir bleiben bei unserer Ansicht, dass die Entwickelung der Grossindustrie für das materielle, sittliche und intellectuelle Leben der Bevölkerung eines Landes ein Segen ist, und dass dieser Segen mehr uud mehr erblühen wird mit der weiteren Entwicklung des Maschinenwesens, welche einentheils die Production hebt, anderntheils die rohe Muskelkraft ersetzt und den Menschen zur Ausbildung seiner geistigen Kräfte immer mehr befähigt.

§. 7.

Classification der Maschinen. — Aus dem Vorstehenden erhellt hinlänglich, wie gross der Umfang des Maschinenwesens bereits geworden ist, und dass wir, um von demselben gehörige Kenntniss zu erlangen, eine Classification zu suchen haben werden, welche sowohl den rechten Ueberblick gewährt, als auch den Leitfaden zu den folgenden speciellen Betrachtungen liefert.

Hierzu kehren wir vorerst zu dem bereits §. 1 allgemein gegebenen Begriffe „Arbeit" zurück und beschränken denselben auf „mechanische Arbeiten", d. i. auf bestimmte Zwecke gerichtete Thätigkeiten oder Anstrengungen nichtgeistiger (physischer) Kräfte, womit vorhandene Widerstände längs gegebener Wege überwunden werden.

Die Maschine ist sodann eine Verbindung beweglicher und unbeweglicher (fast ausschliesslich) fester Körper, welche dazu dient, physische Kräfte aufzunehmen, fortzupflanzen oder auch nach Richtung und Grösse derartig umzugestalten, dass sie zur Verrichtung bestimmter mechanischer Arbeiten geeignet werden. Dabei dienen die Maschinen entweder nur zur Erzeugung von Bewegungen, wobei sie allein Nebenwiderstände, wie Reibung, Seilbiegung, Luftwiderstand etc. zu überwinden haben, oder sie haben ausserdem noch Nutzwiderstände zu bewältigen, nutzbringende mechanische Arbeiten, d. h. solche zu verrichten, welche bezahlt werden, so oft man sie leistet.

Beachtet man überdies, dass gegenwärtig beim Arbeiten mit Maschinen verwandt werden: die Muskelkräfte der Menschen und Thiere, und von den sogenannten Elementarkräften: die Kraft des bewegten Wassers, der bewegten atmosphärischen Luft (des Windes), die Spannkraft des Wasserdampfes oder der erhitzten

Luft, die Explosionskraft von Gasgemengen und des Schiesspulvers, ferner auch Gewichte und Federn [1]), so lassen sich alle zur Zeit bekannten Maschinen zunächst eintheilen:

1) in Maschinen zum Messen und Zählen,

2) in Maschinen zur Verrichtung nutzbringender mechanischer Arbeiten.

Eine fernere Eintheilung lässt sich dadurch gewinnen, dass man an den meisten Maschinen recht bald drei Hauptorgane unterscheiden lernt, wovon das eine zur unmittelbaren Aufnahme bewegender Kräfte dient, das andere die Fortpflanzung, Richtungsveränderung oder auch die Regulirung der Bewegung bewirkt, und das dritte endlich die etwa beabsichtigte Orts- oder Formveränderung hervorbringt.

Wir bezeichnen diese drei Haupttheile in der Folge beziehungsweise mit den Namen Vordermaschine (Umtriebs- oder Bewegungsmaschine, Recepteur, Motor), Zwischen- oder Verbindungsmaschine (Transmission) und Hintermaschine (Last- oder Arbeitsmaschine, Werkzeug, Operateur).

In den meisten Fällen sind alle drei Theile sofort zu erkennen. Betrachtet man beispielsweise eine gewöhnliche, noch so einfache, von einem Wasserrade getriebene Getreide-Mahlmühle, so bildet das Wasserrad die Bewegungsmaschine, das System der vorhandenen Wellen, Lager, Kuppelungen, Räder, Riemen, Ketten, Scheiben u. dergl. m. die Zwischenmaschinen, und die beiden Mühlsteine (nebst Zuführ- und Stellzeug), zwischen denen die Getreidekörner zerkleinert werden, die Arbeitsmaschine im engeren Sinne.

Allerdings fallen zuweilen die bemerkten drei Theile auch derartig zusammen, dass nur eine aufmerksame Abstraction die Unterscheidung möglich macht.

Vorstehenden Auseinandersetzungen entsprechend sind in folgender Tabelle (S. 24 und 25) alle zur Zeit bekannt gewordenen Maschinen verzeichnet.

1) Elektro-magnetische Kräfte sind hier deshalb unberücksichtigt geblieben, weil sie sich zur Zeit immer noch (besonders des Kostenpunktes wegen) für die allgemeine Anwendung ungeeignet zeigten.

Classification

I. Maschinen zur

Uhren, Umlauf-, Hub- und Schrittzähler, Zeug-, Wasser- und Wind-Messmaschinen

II. Maschinen zur Verrichtung

A. Kraftaufnehmende Maschinen.		B. Transmissions- und Regulirungsmaschinen.	
1. Maschinen zur Aufnahme von Muskelkräften.	Hebel, Wellräder, Göpel, Lauf- und Tritträder, Tretscheiben, Tretbühnen etc.	1. Maschinen, wobei die Art der Bewegung dieselbe bleibt.	Gestänge, Hebel, Kegel, Kolben, Seile, Riemen, Ketten, feste und lose Rollen, Räderwerke etc.
2. Maschinen zur Aufnahme von Elementarkräften	Verticale u. horizontale Wasserräder, Dampfmaschinen, Windräder, calorische und Gaskraftmaschinen etc.	2. Maschinen, bei denen die Art der Bewegung verändert wird.	Balancier-, Kurbel- (Lenk- oder Bläul-) Stangen, Zahnstangen, Hebel, Scheiben, Sperr- und Schiebzeuge, Schrauben, Well-daumen etc.
		3. Maschinen zur Regulirung der Bewegung.	Gegengewichte, Bremsen, Centrifugalpendel, Windfänge, Gebläseregulatoren, Windkessel, Wassersäulenregulatoren, conische und Spiraltrommeln, Schwungräder etc.

der Maschinen.

Messen und Zählen.

Registrirmaschinen, Dynamometer, Waagen (Gewichts-, Zeiger- und Federwaagen) etc.

nützlicher mechanischer Arbeiten.

C. Transport- und Fabrikationsmaschinen.

a) Maschinen zur Ortsveränderung der Körper.

1. Transportmaschinen für feste Körper.

- Krahne, Winden, Aufzüge (Fabrik-, Eisenbahn-, Theater-, Baugerüst-, Bergwerks-, Hochofenaufzüge etc.), Fuhrwerke (Dampfwagen), Dampfschiffe, Rammmaschinen, Baggermaschinen, Säemaschinen etc.
- Düngerstreumaschinen, (Breitsaat-), Reihensaat-, (Drillsäe-), Steckmaschinen etc.

2. Transportmaschinen für flüssige Körper.

- a) Wasser.
 Pumpen, Schrauben, Wurfräder, Kastenräder, Eimerwerke, Tympanons etc.
- b) Luft.
 Gebläse, Säuger.

b) Maschinen zur Formveränderung der Körper.

1. Maschinen zur Veränderung der Anordnung der Theile eines Körpers.

Hammer mit oscillatorischer und Vertical-Bewegung, Walzwerke (Strekken), Nagel- oder Nietpressmasch., Blechbiegem., Moletirstühle, Kettengliederm., Knopfmasch., Maschinen zum Verfertigen u. Setzen der Krempelzähne, Walk-, Wirk- (Strümpfe, Borten), Bobbinnet-, Wickel-, Spinn-, Spul-, Glätt-, Bürst-, Setz-, Clichir-, Stüpfel-, Rühr- u. Ziegelmaschinen, Cultivatoren (Pflüge, Exstirpatoren, Scarificatoren, Walzen u. Schollenbrecher), etc.

2. Maschinen, wobei gleichartige Körper eine Trennung ihrer Theile erfahren.

Drehbänke, Hobel-, Frais-, Feil-, Nuthstoss-, Bohr-, Schraubenschneide-, Muttermasch., Scheeren, Loch-, Durchschnitt-, Riffel-, Schleif-, Arrondir-, Gravir-, Reliefcopir-, Guillochirmasch., Maschinen zum Copiren runder Körperformen (Bildsäulen, Gewehrkolben, Schuhleisten etc.), Mahl- und Zerkleinerungsmasch. (mit horizontalen oder verticalen Cylindern aus Stein oder Metall mit Kegeln etc.), Säge-, Farbholzschneide- oder Raspel-, Korkschneide-, Torfstech-, Spaltmasch. (Leder und Holz), Lumpenschneider, Holländer, Stampfwerke (Pochwerke), Kammschneid-, Rübenschneid-, Rübenreib-, Häcksel-, Sägemaschinen, Anspitzer, Siebzeuge etc.

3. Maschinen, um ungleichartige Körper aus ihren Verbindungen zu trennen.

Siebzeuge, Beutel-, Reiss-, Schäl- und Schlag-, Dreschmaschinen, Wein-, Oel-, Zucker-, Torfpressen, Stossheerde, Hechel-, Wasch-, Filtrirmaschinen, Quetscher, Buttermaschinen etc.

4. Maschinen, wobei getrennte Körper verbunden werden.

Spinn-, Webe-, Bobbinnet-, Petinet-, Näh-, Stick-, Flecht-, Zwirn-, Seil-, Papier-, Schlicht-, Druck- (Kattun-, Papier etc.), Paginir-, Blattbind-, Stecknadel- und Knopf-, Niet- (Kesselbleche), Flaschenstöpsel-, Knetmaschinen etc.

Erste Abtheilung.

Maschinen zum Messen und Zählen.

Erstes Capitel.

Uhren.

§. 8.

Wir beginnen unsere speciellen Betrachtungen mit einer der sinnreichsten, verbreitetsten und beliebtesten Maschinen der Welt, mit der Uhr, welche zufolge der gleichförmigen Bewegung ihrer Zeiger das vorzüglichste Mittel zum Eintheilen und Messen der Zeit ist [1]).

1) Obwohl jede Aufeinanderfolge von Ereignissen zum Eintheilen und Messen der Zeit benutzt werden könnte, so erfüllt doch eine solche den Zweck um so besser, je regelmässiger sie stattfindet, weshalb man auch gleichförmige Bewegungen in der Natur aufsuchte, um mit ihnen die vergleichen zu können, welche der Mensch künstlieh an Uhren hervorzubringen bemüht war. Eine solche fand man aber an der Bewegung der Erde um ihre Achse, oder an der täglichen scheinbaren Bewegung der Gestirne, nannte die Zeitdauer während zweier auf einander folgender Meridiandurchgänge eines und desselben Fixsternes einen Sterntag, und wenn dieser Fixstern die Sonne ist, einen Sonnentag. Da sich jedoch die Sonne, mit den Fixsternen verglichen, fortwährend in einem der täglichen Umdrehung entgegengesetzten Sinne verschiebt, so sind die Sonnentage etwas länger als die Sterntage. Die Sonnentage sind jedoch selbst nicht von gleicher Länge, indem sich erstens die Erde in ihrer Bahn um die Sonne bald schneller, bald langsamer bewegt, und zweitens ihr Fortrücken nicht in der Ebene des Aequators, sondern in der Ekliptik erfolgt. Im gewöhnlichen Leben nimmt man daher die mittlere Grösse der (wahren) Sonnentage als Zeiteinheit und nennt diese einen mittleren Sonnentag oder einen Tag mittlerer Zeit. Letzterer wird in 24 Stunden, die Stunde in 60 Minuten und die Minute in 60 Secunden getheilt, so dass der mittlere Sonnentag 86400 Secunden enthält, wogegen der Sterntag nur 23 Stunden 56 Minuten 4 Secunden oder 86164 Secunden mittlerer Zeit hat.

Den Unterschied zwischen der mittleren Sonnenzeit und der wahren nennt man die Zeitgleichung und wird dieselbe für jeden Mittag des Jahres in den astronomischen Ephemeriden angegeben.

Nachstehende Tabelle ist auszugsweise dem Berliner astronomischen Jahrbuche für 1875 entlehnt:

Das erste und älteste Zeitmaass für den Tag gab jedenfalls die ab- und zunehmende Schattenlänge an die Hand, welche man an aufgerichteten, von der Sonne beschienenen Körpern, beziehungsweise vom Morgen bis Mittag und von Mittag bis Abend beobachten konnte, und nicht ganz unwahrscheinlich waren manche Obelisken der alten Welt für solchen Zweck mit bestimmt.

Die Veränderlichkeit der Schatten, nicht nur der Länge, sondern auch der Richtung nach, führte zur Erfindung der Sonnenuhren, die etwa 640 Jahre v. Chr. der chaldäische Astronom Brosius gemacht haben soll [1]).

Das Bedürfniss eines Zeitmaases für die Nacht brachte die Alten auf die Idee der Wasser- und Sanduhren [2]) (400 Jahr v. Chr. durch Plato), wovon sich die letzteren bei den Schiffern (zum Messen mit dem sogenannten Log) bis auf den heutigen Tag erhalten haben.

Zeitgleichung: M. Zt. — W. Zt.

1. Januar	1875 . .	+ 3′ 44″,07	1. Juli	1875 . .	+ 3′ 27″,40
15. Januar	„ . .	+ 9′ 38″,87	15. Juli	„ . .	+ 5′ 37″,71
1. Februar	„ . .	+ 13′ 49″,72	1. August	„ . .	+ 6′ 5″,04
15. Februar	„ . .	+ 14′ 23″,95	15. August	„ . .	+ 4′ 20″,01
1. März	„ . .	+ 12′ 35″,90	1. September	„ . .	— 0′ 2″,27
15. März	„ . .	+ 9′ 9″,97	15. September	„ . .	— 4′ 45″,69
1. April	„ . .	+ 4′ 1″,21	1. October	„ . .	— 10′ 15″,18
15. April	„ . .	+ 0′ 6″,03	15. October	„ . .	— 14′ 6″,90
1. Mai	„ . .	— 2′ 59″,55	1. November	„ . .	— 16′ 18″,11
15. Mai	„ . .	— 3′ 51″,43	15. November	„ . .	— 15′ 28″,49
1. Juni	„ . .	— 2′ 30″,71	1. December	„ . .	— 10′ 52″,74
15. Juni	„ . .	+ 0′ 5″,23	15. December	„ . .	— 4′ 46″,25

Im Augenblicke, wo der Mittelpunkt der Sonnenscheibe durch den Meridian geht, muss also eine nach mittlerer Zeit gehende Uhr zeigen:

am 1. Januar 1875 12 Uhr 3 Minuten 44,07 Secunden
„ 1. Mai „ 11 „ 57 „ 0,45 „

etc. etc.

1) Dr. Sonndorfer, Theorie und Construction der Sonnenuhren, nebst einer historischen Skizze über die Gnomik. Wien 1864. Ferner ist zu empfehlen, wenn auch nicht so neu: Gehler's Physikalisches Wörterbuch, Artikel „Sonnenuhr“. Bd. 8. S. 887. — Littrow, Gnomonik oder Anleitung zur Verfertigung aller Arten von Sonnenuhren. Wien 1838.

2) Ueber Sonnen- und Wasseruhren der Römer und Griechen handelt auch Vitruv in seiner Baukunst, Buch IX, Kapitel V. und VI. Ausführliche Beschreibungen und Abbildungen verschiedener Wasseruhren der Alten findet man in Rees' Cyclopädia, Artikel „Horlogery, Ancient Clepsydrae. Plate I and II.„

Dem Gedanken zur Anordnung der jetzt gebräuchlichen Uhren musste die Erfindung der verzahnten Räder (350 v. Chr. von Aristoteles, oder gewisser noch 250 v. Chr. von Archimedes) vorausgehen. Von einigen Schriftstellern wird die Herstellung der ersten und zugleich durch Gewichte getriebenen und von einem Windfange regulirten Räderuhren einem gewissen Pacificus in Verona (850 n. Chr.) zugeschrieben [1]), während dies von Anderen bezweifelt und vielmehr behauptet wird, dass die Sarazenen Erfinder der heutigen Räderuhren sind und die Kreuzfahrer sie mit nach Europa brachten.

In Beckmann's Beiträgen zur Geschichte der Erfindungen wird Bd. 1, S. 151 der Ursprung der Uhren mit Rädern und Gewichten in's 11. und 12. Jahrhundert versetzt.

Aus dem 14. Jahrhundert finden sich (ebenfalls nach Beckmann a. a. O. S. 151) sichere Nachrichten über grosse Thurmuhren in Städten vor; die erste Thurmuhr bekam Padua 1344, Bologna 1356, Paris und Augsburg 1364, Breslau 1368, Strassburg 1370 [2]), Speyer 1395 u. s. w. Nach derselben Quelle sollen tragbare, namentlich Sack- (Taschen-) Uhren bereits im 15. Jahrhundert bei Privatpersonen zu finden gewesen sein. Als falsch wird die Nachricht bezeichnet, dass der Nürnberger Künstler Peter Hele im 16. Jahrhundert die Taschenuhren (Nürnberger Eier) erfunden haben soll [3]).

Die Herstellung wirklich vollkommener Uhren schreibt sich von der Zeit her, wo Galiläi (1595) die Schwingungsgesetze des Pendels entdeckte und (1656) Huyghens sich desselben als Regulator der Uhren bediente, Dr. Hooke (1658 oder 1660) die Spiralfeder erfand [4]), dem die Verbesserungen der Engländer

1) Perron, Essai sur l'histoire abrégée de l'horlogerie. P. 9.

2) Die berühmte Strassburger Kunstuhr am Münster daselbst soll erst 1572 bis 1574 durch Isaak Habrecht aus Schaffhausen, nach Anderen von Dasipodius 1571 hergestellt worden sein, dieselbe blieb in Thätigkeit bis 1789. Die jetzige Kunstuhr, ein Meisterwerk der Neuzeit, wurde von Schwilgué von 1838 bis 1842 erbaut. Von der alten Uhr haben nur einzelne Theile und Malereien benutzt werden können.

3) Beckmann a. a. O. S. 152 und 305.

4) Die Schweizer schreiben die Erfindung des Isochronismus der Unruhe durch die Spiralfeder dem Pierre Jodin von Genf (1715 bis 1761) und dem Ferdinand Berthoud aus Neuchâtel zu. (Professor Kopp im Berichte über Gruppe XIV, S. 4 der Wiener Ausstellung von 1873). Ueber Dr. Hooke's Priorität der Spiralfedererfindung berichtete neuerdings Moritz Immisch in der Londoner Preis-Schrift über den Isochronismus der Spiralfeder. Weimar 1873.

Clement (1680) und Graham (1715), ferner die Vervollkommnung der Unruhuhren durch Harrison (1726) und weiter die anerkennungswerthen Arbeiten von Berthoud (1761), Arnold (1772), Bréguet, Earnschaw, Jürgensen u. m. A. folgten, von denen sämmtlich im Nachstehenden die Rede sein wird [1]).

§. 9.

Bei den jetzt gebräuchlichen Uhren lassen sich vier wesentlich verschiedene Theile unterscheiden:

1) der Bewegungsapparat, dessen Triebkraft (Motor) in einem Gewichte einer Feder oder einem Elektromagneten [2]) besteht, von welchem die Bewegung ausgeht und unterhalten wird;

2) das Räderwerk (ein System in einander greifender verzahnter Räder), wodurch sowohl die Zeiger gleichförmig bewegt werden, mittelst derer man die Zählung der Stunden und ihrer Theile auf einem Zifferblatte abzulesen im Stande ist, als auch

3) der Regulator seine Bewegung erhält, welcher entweder ein Pendel oder ein kleines Schwungrad (mit Spiralfeder), die Unruh genannt, ist;

4) die Hemmung, wodurch der Regulator mit dem Räderwerke in Verbindung gesetzt und sowohl verhindert wird, dass das Uhrwerk zu schnell abläuft, als auch der Ersatz für den Verlust erfolgt, welchen der Regulator durch Reibungs-, Biegungs- und Luftwiderstand erleidet.

Hiernach kann man zunächst zwei Hauptgattungen, nämlich Pendel- und Unruhuhren, unterscheiden, dem später andere Eintheilungen (nach den verschiedenen Hemmungsarten) folgen werden [3]).

1) Weiteres über Geschichte der Uhren mit Rädern und Schlagwerken findet sich in dem oben citirten Werke von Beckmann Bd. 1 und Bd. 2. Endlich auch noch in Karmarsch' Geschichte der Technologie, Abschnitt „Uhren", § 58, S. 460 bis 479.

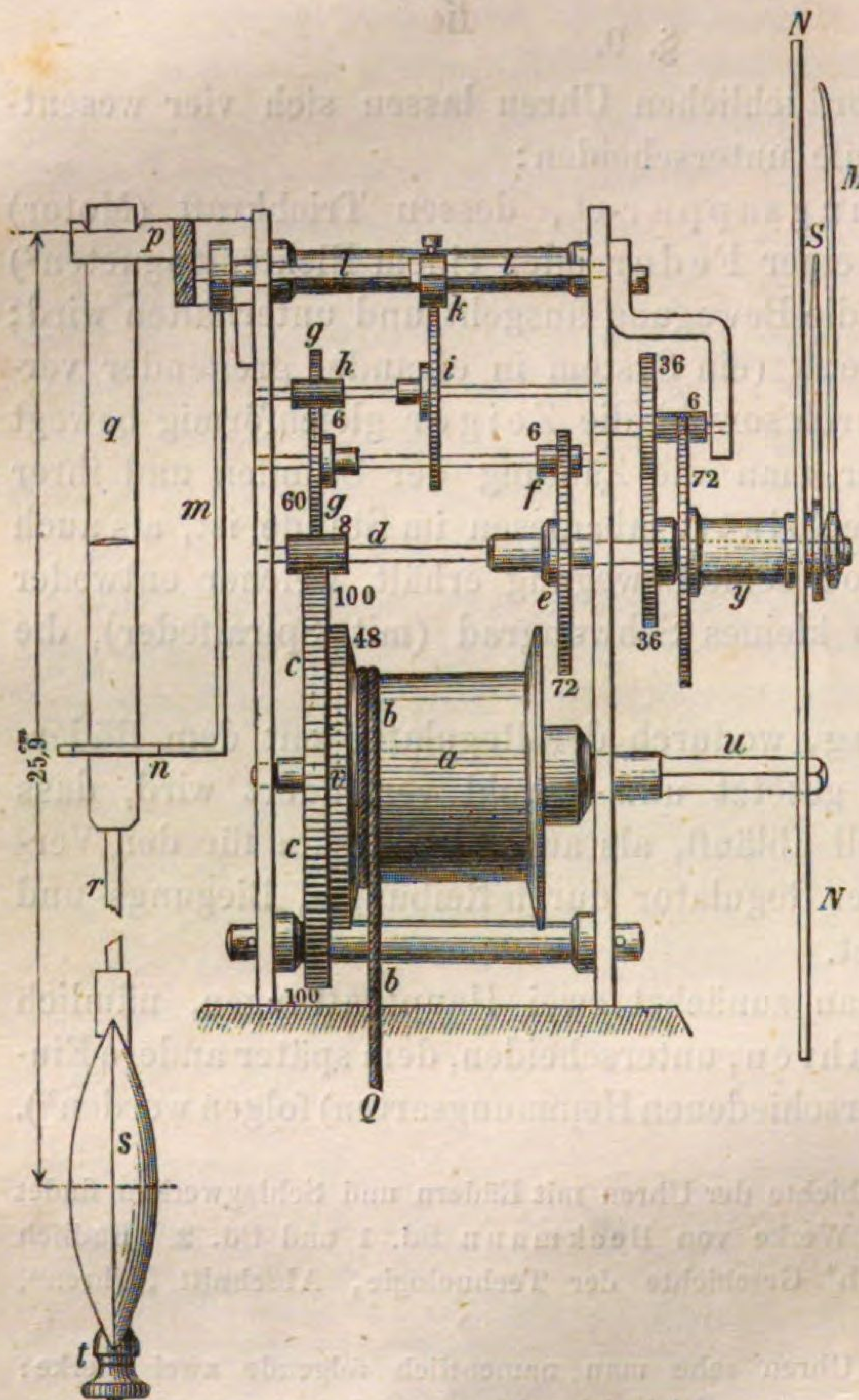
2) Ueber elektrische Uhren sehe man namentlich folgende zwei Werke: Kuhn, Handbuch der angewandten Elektricitätslehre etc. Leipzig 1866. S. 1116. Dub, Die Anwendung des Elektromagnetismus. Zweite Auflage. Berlin 1873. S. 722.

3) Karmarsch, Die Mechanik in ihrer Anwendung auf Gewerbe. Wien 1825. Bd. 1. S. 272. — Jürgens, Die höhere Uhrmacherkunst. 2. Aufl. Kopenhagen 1842. S. 1 und S. 173. (S. 332 findet sich daselbst eine ganz ausführliche Literatur der Uhrmacherkunst.) — Prechtl, Technologische Encyklopädie, Artikel „Uhren". Bd. 19. S. 263. — Vollständiges Handbuch der Uhrmacherkunst (171. Bd. vom „Schauplatz der Künste und Handwerke"). Nach Moinet's Nouveau Traité général, élémentaire, pratique et théorique d'Horlogerie, dem vorher citirten Werke von Jürgensen u. A. bearbeitet. Weimar 1860. — Denisson

§. 10.
Die Pendeluhr.

Beistehende Skizze (Fig. 1) zeigt eine Pendeluhr (aus der Maschinen-Modellsammlung der polytechnischen Schule zu Hannover in halber wahrer Grösse gezeichnet), welche durch ein (in der Abbildung weggelassenes) Gewicht bewegt wird.

Fig. 1.



Das Gewicht Q (= 2 Kilogr.) hängt an einer Schnur (Darmsaite) b, die an einer cylindrischen Trommel (Walze) a befestigt und mehrere Male um dieselbe geschlungen ist.

Durch das stete Sinken des Gewichts wickelt sich die Schnur ab, wodurch die Trommel a und mit dieser das erste Zahnrad c der Uhr (das Boden- oder Walzenrad) in Umdrehung gesetzt wird. Letzteres greift in das Zahngetriebe d (Minutenradgetriebe), auf dessen Achse der Minutenzeiger M, sowie das grosse Zahnrad e (Minutenrad) befestigt ist. Das Rad e dreht das Trieb f (Mittelradge-

A rudimentary treatise on Clocks and Watches and Bells. London 1860. — Heidner, Die Schule des Uhrmachers. Eine Anleitung zum Selbstunterricht in den theoretischen Grundlehren der Zeitmesskunst, sowie zur richtigen Construction und Berechnung aller Arten von Uhren. — (Nächst dem vorher citirten Jürgens'schen Werke zu den besten neueren Schriften über Uhren gehörig.) Wiesbaden 1865. — Ferner E. Georgi, Handbuch der Uhrmacherkunst (ebenfalls sehr empfehlenswerth). Altona 1867. — Endlich Dr. Frick, Deutscher amtlicher Bericht über die Uhren in der Wiener Weltausstellung im Jahre 1873, Bd. II, Heft 4, S. 50.

triebe) um, wodurch zugleich das Mittelrad *g* bewegt wird, welches weiter in das Trieb (Steigradgetriebe) *h* fasst, auf dessen Achse das Steigrad *i* gekeilt ist.

Vom Steigrade (Fig. 2 Seite 41 in der Vorderansicht und in vergrössertem Maassstabe abgebildet) wird der sogenannte Anker *k* bewegt, der an der Horizontalwelle *l* befestigt ist, welche in der Fortsetzung nach *m* und *n* hin zweimal rechtwinkelig umgebogen bei *n* das Pendel *q s* gabelförmig umfasst und dessen Schwingen in später zu erörternder Weise unterstützt.

Damit ausser dem Minutenzeiger *M* auch der mit ihm auf gleicher Achse steckende Stundenzeiger *S*, und zwar letzterer (zwölfmal) langsamer wie ersterer, bewegt wird, hat man folgende Anordnung getroffen:

Auf der Minutenradwelle *d* ist zwischen der rechten Gehäusplatte und dem Zifferblatte *N* ein Stirnrad befestigt (in unserem Falle mit 36 Zähnen versehen), welches in ein anderes, eben so grosses Rad (von ebenfalls 36 Zähnen) greift, auf dessen Achse ein (sechser) Trieb sitzt, der wieder in ein Stirnrad (bei uns von 72 Zähnen) fasst, das mit einer Hülse *y* (dem sogenannten Stundenrohr) unabänderlich verbunden ist und durch welche die Minutenwelle frei hindurchgeht. An der Hülse *y* (nicht aber auf der Achse *d*) ist der Stundenzeiger *S* befestigt. Hieraus erhellt überhaupt sehr leicht, dass, wenn der Minutenzeiger um 60 Theile des Zifferblattes fortgerückt ist, der Stundenzeiger *S* sich nur um $\frac{72}{6} = 12$ solcher Theile fortbewegt haben kann, also die fragliche Aufgabe gelöst ist.

§. 11.

Nach der vorstehenden allgemeinen Uebersicht wird es erforderlich, verschiedene Theile der Uhr specieller zu besprechen.

Wir beginnen dabei mit demjenigen Mechanismus, welcher auf den richtigen Gang der Uhr den entschiedensten Einfluss hat, d. h. mit dem Pendel.

In unserer Abbildung besteht das Pendel aus einer dünnen Messingstange *r*, die oben bei *p* an einer Horizontalachse mittelst einer biegsamen Stahlfeder aufgehangen und unterwärts mit einem schweren, linsenförmigen Messingkörper *s* belastet, sowie mit einer Schraube *t* versehen ist, um die Länge des Pendels abändern und genau berichtigen zu können.

Erhebt man ein solches Pendel aus der verticalen Lage *lr* (Fig. 2), die es im Ruhezustande einnimmt, und bringt es in die Lage lr_1, überlässt es aber sodann sich selbst, so sucht dasselbe vermöge der Schwerkraftswirkung nicht nur die verticale Lage wieder einzunehmen, sondern es steigt auch auf der entgegengesetzten Seite (nach rechts hin) bis zur Lage lr_2, d. h. eben so hoch, als die Höhe ist, von der es links herabkam. Hierbei nannte man den Weg, welcher zu durchlaufen ist, um von lr_1 nach lr_2 zu gelangen, einen ganzen Pendelschwung, und den

Winkel, welchen die höchste Lage (rechts oder links) mit der Verticalrichtung einschliesst, den Elevationswinkel des Pendels.

Die Schwingungen eines solchen Pendels würden, wie im Vorstehenden angenommen, von völlig gleicher Dauer (isochron) sein und das Pendel allein gäbe ein ganz vortreffliches Mittel zum Messen der Zeit ab, wäre nicht der Widerstand umgebender atmosphärischer Luft und vorzüglich der vorhanden, welcher aus der Biegung der Aufhängefeder (oder eines dafür angebrachten Fadens) oder aus der Reibung entspringt, wenn man das Pendel mittelst eines schneidigen Zapfens in entsprechendem Lager aufhängt.

Zur Beseitigung letzterer Uebelstände dient aber die Triebkraft der Uhr, in unserem Beispiele ein Gewicht, welches mit Hülfe der Hemmung dem Pendel nach jedem Schwunge gerade so viel Ersatz an Bewegungskraft zuführt, als die gedachten Widerstände Verlust erzeugen, wobei aufmerksam zu machen ist, dass, obwohl diese Triebkraft (Schwerkraft) als fast constant wirkend angesehen werden kann, dennoch ihr Bestreben, das Niedersinken des (Geh-) Gewichts zu beschleunigen (acceleriren), durch die vorhandene Hemmung stets vernichtet und die Bewegung gleichförmig wird [1]).

Die bemerkte gleiche Schwingungsdauer (der Isochronismus) eines Pendels hängt aber von den beiden Bedingungen ab:

1) dass die Länge des Pendels und

2) die Grösse des Elevationswinkels stets dieselbe bleibt.

Temperaturverschiedenheiten bewirken eine Ausdehnung oder Zusammenziehung der Körper, folglich auch Aenderungen der Pendellänge, weshalb man entweder (getrocknete und ausgelaugte)

1) Wenn ich die Fig. 1 abgebildete Uhr ohne Pendel laufen liess, so nahm ihr Gang eine für die Abnutzung aller Theile und Veranlassung von Erschütterungen derartig grosse Geschwindigkeit an, dass ich bei längerer Zeitdauer die grössten Nachtheile für die sehr gut gearbeitete Uhr erwarten musste. Verglichen mit einem Taschenchronometer ergaben sich folgende Resultate:

Anfang der Beobachtung.	Verflossene Stundenzahl.		Zeit des Voreilens der Uhr ohne Pendel.
	Chronometer.	Uhr mit entferntem Pendel.	
6 Uhr Morgens.	7 St. 53 M.	9 St. 45 M.	1 St. 52 M.
12 Uhr Nachts.	7 St. 13 M.	14 St. 30 M.	7 St. 17 M.

Tannenholzstangen zum Pendel verwendet, oder sogenannte Compensationen anbringt, auf welche wir später §. 20 ausführlich zurückkommen werden. Bei den gewöhnlichen Uhren ist jedoch der hierdurch erzeugte Fehler im Verhältniss zu anderen möglichen Fehlern nur gering und tritt eigentlich nur bei sehr grossen Temperaturdifferenzen (zwischen Winter und Sommer) hervor, in welchem Falle man die Längenveränderungen des Pendels durch die bereits oben erwähnte Stellschraube *t* zu corrigiren sucht.

Die Länge des Pendels unserer Abbildung (Fig. 1) entspricht genau der eines Halbsecundenpendels, d. h. eines solchen, welches eine ganze Schwingung innerhalb einer halben Secunde vollbringt.

Hängt man neben diesem (materiellen Pendel) ein sogenanntes einfaches (mathematisches) Pendel auf, welches aus einem dünnen Seidenfaden und einer am unteren Ende befestigten kleinen Bleikugel bestehen kann, verkürzt oder verlängert dasselbe so lange, bis es ebenfalls Secunden schlägt, so findet man, dass für die Stadt Hannover die Fadenlänge vom Aufhängepunkte bis zur Kugelmitte 0,9941 Meter = 40,8396 Zoll hannov. beträgt, letzteres also die Länge des einfachen Secundenpendels für Hannover ist [1]).

Unter Voraussetzung unendlich kleiner Elevationswinkel eines Pendels verhalten sich die Schwingungszeiten wie die Quadratwurzeln aus den Pendellängen, und demnach die Schwingungszahlen, welche zwei Pendel von ungleichen Längen in der-

1) Die Länge $= l$ des einfachen Secundenpendels lässt sich aus nachstehender Gleichung berechnen, worin φ die geographische Breite und h die Erhebung des betreffenden Ortes über dem Meeresspiegel, r aber den Halbmesser der Erde für die geographische Breite φ bezeichnet:

$$l = 0{,}99356\ (1 - 0{,}0025935\ \cos. 2\,\varphi) \left(1 - \frac{2\,h}{r}\right) \text{ Meter.}$$

Zur Bestimmung von r kann man die Formel benutzen:

$$r = 6\,360\,418\ (1 + 0{,}0016804\ \cos. 2\,\varphi - 0{,}00000337\ \cos. 4\,\varphi) \text{ Meter.}$$

Für die Stadt Hannover ist $\varphi = 52^0 22' 24''$ und $h = 70^m{,}1$. Die Zeit $= t$ eines Schwunges des einfachen Pendels findet man bei so kleinen Elongationswinkeln α wie sie bei Uhren vorkommen, wenn g die betreffende Erdacceleration (für Hannover $g = 9{,}81137$ Meter) bezeichnet, mittelst des Ausdrucks:

$$t = \pi \sqrt{\frac{l}{g}} \left\{1 + (\tfrac{1}{2})^2 \sin.^2 \tfrac{1}{2}\,\alpha\right\},$$

selben Zeit machen, umgekehrt wie die Quadratwurzeln aus den Längen.

Für die Stadt Hannover findet man daher die Länge $= \lambda$ eines einfachen Pendels, welches, wie das Fig. 1 (S. 34), zwei Schwingungen pro Secunde macht, aus der Proportion:

$$1 : 4 = \lambda : 0{,}9941, \text{ d. i. zu } \lambda = 0{,}2485 \text{ Meter.}$$

Welchen Einfluss die Grösse des Elevationswinkels (oder des halben Ausschlagwinkels) auf die Zeit einer Pendelschwingung übt, kann man aus folgender Tabelle entnehmen, wobei die Dauer eines Schwunges bei unendlich kleinem Elevationswinkel gleich einer Secunde vorausgesetzt ist:

Elevationswinkel (in Graden).	Zeit einer Schwingung	Elevationswinkel (in Graden).	Zeit einer Schwingung
1	1,0000190	5	1,000476
2	1,0000760	10	1,001907
3	1,000171	15	1,00430
4	1,000305	20	1,00767

Für die Anwendung des Pendels als Regulator der Uhren ist dieser Umstand von nicht geringer Wichtigkeit. Vermöge Reibungs-, Oel- und Temperaturveränderungen, Unvollkommenheiten an den Zahnrädern etc. ist nämlich der Antrieb, womit das Steigrad auf den Anker und mithin auf das Pendel wirkt, ungeachtet sonst gleicher Umstände nicht immer derselbe und demzufolge der Elevationswinkel (α) nicht constant. Vergrössert sich beispielsweise dieser Winkel um etwas, so wächst nach vorstehender Tabelle die Schwingungszeit und der Gang der Uhr kann eine Verzögerung erfahren, die während eines ganzen Tages von 24 Stunden nicht unbeträchtlich und auf die richtige Zeitangabe einer Uhr nicht ohne Einfluss sein kann.

Berechnet man die bemerkte tägliche Verzögerung für ver-

oder genau genug den Bogen α statt des Sinus gesetzt:

$$t_1 = \pi\sqrt{\frac{l}{g}}\left\{1 + {}^1\!/_{16}\,\alpha^2\right\},$$

oder endlich im Falle unendlich kleiner Elongationswinkel (t statt t_1 eingeführt):

$$t = \pi\sqrt{\frac{l}{g}}.$$

schiedene Elevationswinkel, so lässt sich folgende Zusammenstellung machen [1]):

Elevationswinkel (in Graden und Minuten).	Tägliche Verzögerung.	Elevationswinkel (in Graden und Minuten).	Tägliche Verzögerung.
1° 0′	1,60 Secunden	8° 0′	1 Min. 45,40 Sec.
1° 10′	2,24 „	8° 10′	1 „ 49,71 „
1° 20′	2,92 „	8° 20′	1 „ 54,24 „
1° 30′	3,70 „	8° 30′	1 „ 58,78 „
2° 0′	6,60 „	9° 0′	2 „ 13,40 „

Betrüge daher der ganze Schwingungswinkel eines Pendels 2 Grad, der Elevationswinkel also 1 Grad, und änderte sich letzterer durch irgend einen Einfluss derartig, dass er sich um 10 Minuten vergrösserte, so würde dies nach der Tabelle eine Verzögerung im Gange der Uhr von täglich 0,64 Secunden zur Folge haben.

Vermehrte sich dagegen (wie zuweilen bei manchen Thurmuhren) der Elevationswinkel von 8 Graden auf 9 Grad, so würde eine Aenderung des täglichen Ganges der Uhr von 28 Secunden zu erwarten sein.

Aus Allem erhellt aber hinlänglich, wie wichtig es ist, den Schwingungswinkel eines Uhrpendels so klein wie nur möglich zu machen.

Bei Thurmuhren von g e w ö h n l i c h e r E i n r i c h t u n g ist dies jedoch meist deshalb unthunlich, weil dort das Gehwerk auch die Auslösungen der Schlagwerke, schwere und lange Wellenleitungen für die Zeiger zu bewegen, besondere Reibungen zu überwinden, Windeinwirkungen u. s. w. zu begegnen hat und deshalb die Uhr mit einem sehr grossen Kraftüberschusse gehen muss, ein grosser

1) Mit Beibehaltung der Bezeichnungen in der vorstehenden Note lässt sich die Anzahl Secunden z, um welche der tägliche Gang einer Uhr verzögert werden kann, wenn der Elongationswinkel nicht unendlich klein, sondern α_0 Grad ist, mittelst der Formel berechnen:

$$z = \frac{24 \cdot 3600}{t}(t_1 - t) = 24 \cdot 3600 \left(\frac{t_1}{t} - 1\right),$$

oder weil nach dem Vorhergehenden:

$$\frac{t_1}{t} - 1 = \frac{\alpha^2}{16} \text{ ist, auch } z = \frac{24 \cdot 3600}{16} \cdot \alpha_0^2 \left(\frac{\pi}{180}\right)^2, \text{ d. i. } z = 1{,}645 \cdot \alpha_0^2.$$

Elevationswinkel also ganz unvermeidlich wird, welcher oft 12 Grad und noch mehr beträgt, so dass sich der tägliche Uhrgang um mehr als 2 Minuten ändern kann.

Um das Pendel in den Stand zu setzen, grosse und kleine Schwingungsbogen in derselben Zeit zu durchlaufen, schlug bereits Huyghens vor, dasselbe so aufzuhängen, dass es zwischen cykloidischen Backen schwingen muss, wodurch der Schwingungspunkt gezwungen wird, sich ebenfalls in einer Cykloide zu bewegen. Allein die Herstellung derartiger Backen ist mit Schwierigkeiten verbunden, die ungefähr der Anfertigung ganz genauer parabolischer Hohlspiegel gleich kommen [1]).

§. 12.

Der zweite wichtige Theil einer jeden Uhr ist die Hemmung. Die unserer Uhr (Fig. 1 und 2) wird gewöhnlich die Hakenhemmung (um das Jahr 1680 von dem Londoner Uhrmacher Clement erfunden) oder, aus nachher anzugebenden Gründen, die zurückspringende Ankerhemmung genannt.

Die Wirkungsweise dieser Hemmung ist folgende: Die ausgezogene (nicht punktirte) Stellung des Ankers (Hakens) kl in Fig. 2 entspreche dem Ruhezustande des Pendels, wobei also dessen Längenachse lr mit der Schwerkraftsrichtung zusammenfällt, folglich vertical ist. Hierbei lehnt sich der Steigradzahn δ gegen die linke Palette η, während die Palette rechts, d. i. γ, in der Mitte zwischen zwei Steigradzähnen frei schwebt.

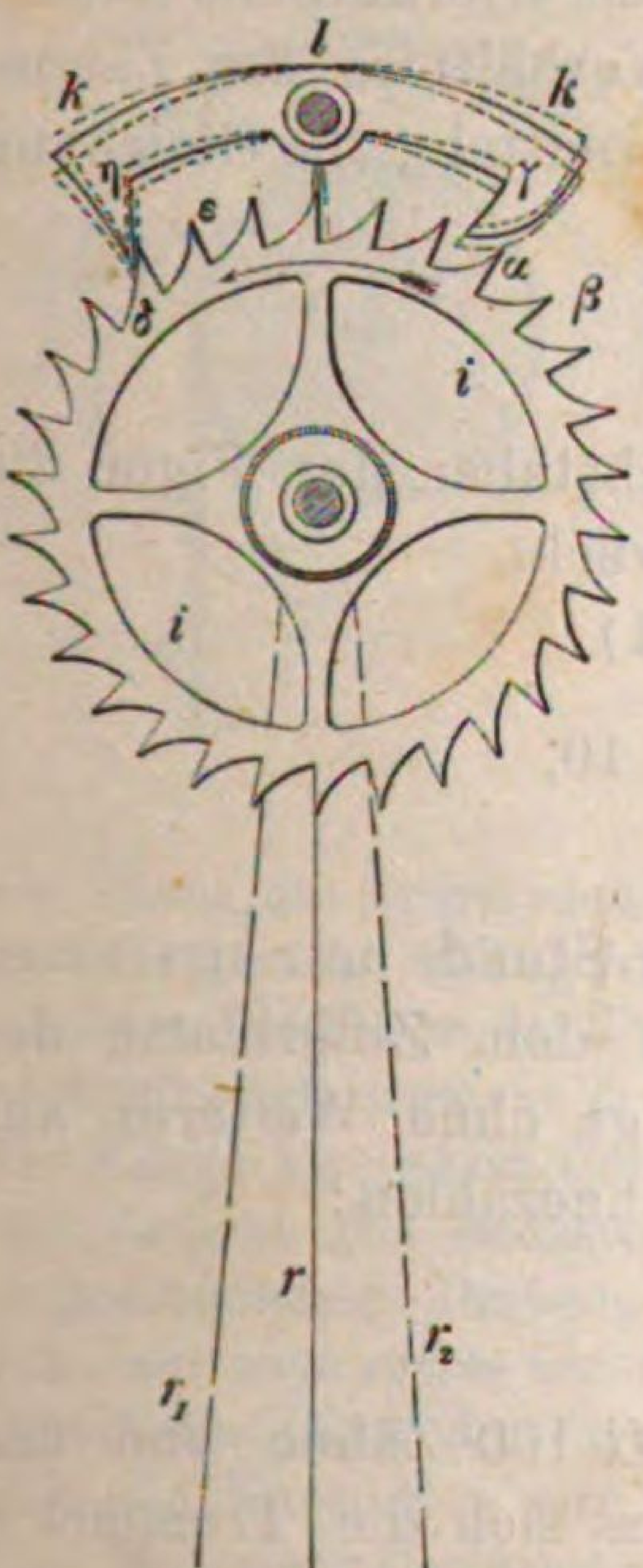
Wird sodann das Pendel nach links hin erhoben, so verlässt recht bald der Zahn δ die Palette η und das Steigrad dreht sich nach der Pfeilrichtung um die halbe Entfernung zweier Zähne. Sobald diese Drehung vollendet ist, trifft die Palette γ gegen den Zahn α, gleitet an demselben hinab und hemmt es augenblicklich nicht nur in der ursprünglichen Drehrichtung fortzugehen, sondern schiebt dasselbe sogar ein wenig rückwärts (der Pfeilrichtung entgegen).

Ist weiter die Palette γ, während der Zahn α von rechts nach links gegen sie drückt, so tief wie möglich niedergegangen, so schwebt die Palette η hoch

1) In dem bereits früher citirten Werkchen über Geschichte der Uhren von Perron wird S. 18 behauptet, Huyghens habe selbst bereits Cykloidenpendel praktisch hergestellt und in den Gang gebracht. In neuerer Zeit hat Professor Stampfer in Wien ein Cykloidenpendel für die Rathhaus-Thurmuhr zu Lemberg ausgeführt (Jahrbücher des k. k. polytechn. Institutes in Wien. Bd. 20. S. 78 bis 124). Von dieser Uhr wird im Jahre 1853 berichtet (Prechtl, Technolog. Encyklopädie. Bd. 19. S. 333), dass sie bis zu ihrer Zerstörung im Jahre 1848 im Sommer und Winter mit bewunderungswerther Genauigkeit (trotz nicht sehr guter Wartung) gegangen sei.

über dem Zahne δ und das Pendel nimmt die äusserste Lage nach links, d. h. die Richtung lr_1 an. Hierauf bestrebt sich das Pendel, in die verticale Lage lr zurückzukehren. Hat es letztere erreicht, so lehnen sich die äussersten Spitzen von α und γ an einander (α an die Aussenseite von γ) und die Palette η schwebt in der Mitte der Zahnlücke zwischen δ und ε. Beim Fortsetzen des Pendelschwunges, von der Mitte aus nach rechts, erhebt sich die Palette γ und verlässt den Zahn α, das Hemmungsrad rückt in seiner ursprünglichen Drehrichtung um die zweite Hälfte des Abstandes zweier Zähne (der Zahnlücke $\varepsilon\ \delta$) nach rechts, wobei endlich die Palette η bis zur grössten Tiefe zwischen den Zähnen ε und δ niedergeht und dabei fortwährend ε die innere Fläche von η berührt. Endlich erreicht das Pendel die äusserste Lage nach rechts, welche mit der geraden Linie lr_2 zusammenfällt, wobei das Hemmungsrad wiederum eine kleine Verrückung nach rechts (seiner Drehrichtung entgegen) erfährt und die Palette γ hoch über der Spitze des Zahnes β schwebt.

Fig. 2.



Beim abermaligen Schwingen des Pendels von rechts nach links erhebt sich die Palette η wieder, wobei sich fortwährend die Spitze der rechten hohlen Seite des Zahnes ε gegen die innere ebene Fläche von η lehnt, bis der Steigradzahn ausgelöst, das Rad fortgerückt ist und das Pendel wieder die Lage lr angenommen hat, von welcher wir ursprünglich ausgingen.

Aus Allem folgt schliesslich:

1) dass das Pendel stets zwei Schwingungen, oder einen Hin- und einen Hergang machen muss, damit das Hemmungsrad um die Entfernung zweier Zähne (die Zahntheilung) fortrückt, sowie

2) dass das Hemmungsrad während eines Schwunges zwei kleine Verrückungen nach rückwärts erfährt, wodurch diese Hemmung den bereits angeführten Namen einer „zurückspringenden" erhalten hat.

§. 13.

Wir sind nunmehr in den Stand gesetzt, untersuchen zu können, ob die Zahl der Zähne, welche in die Räder des Gehwerkes Fig. 1 eingeschrieben ist, der nothwendigen Anforderung entspricht, dass der Minutenzeiger M in jeder Stunde eine ganze Umdrehung macht.

Da auf eine Stunde 3600 Secunden kommen, das Pendel halbe Secunden schlägt, das Steigrad 30 Zähne hat und nach zwei Pendelschwingungen das Steigrad um eine Zahntheilung fortrückt,

macht letzteres offenbar pro Stunde:

$$\frac{3600}{30} = 120 \text{ Umläufe.}$$

Die sogenannte Uebersetzungszahl für das erforderliche Räderwerk ist also 120, weshalb man, um das Verhältniss der Zähnezahlen der zusammengreifenden Räder zu ermitteln, die Gleichung erhält:

$$120 = \frac{e}{f} \cdot \frac{g}{h},$$

wenn man durch die eingeschriebenen Buchstaben der Figur die Anzahl der correspondirenden Zähne ausdrückt.

Man erhält also (mit Bezug auf Fig. 1)

$$120 = \frac{72}{6} \cdot \frac{60}{6} = 12 \cdot 10,$$

wie es sein muss.

Dass dann der Zeiger S während einer Stunde nur um einen zwölfmal kleineren Weg fortrückt, der auf dem Zifferblatte der Entfernung von 5 Minuten entspricht, folgt ohne Weiteres aus den Verhältnissen der eingeschriebenen Zähnezahlen:

$$\frac{30}{30} \cdot \frac{6}{72} = \frac{1}{12}.$$

Ferner ergiebt sich, da das Bodenrad C 100 Zähne und das zugehörige Getriebe d 8 Zähne enthält, dass sich die Trommel a in $^{25}/_{2}$ Stunden einmal um ihre Achse dreht, folglich, wenn die Schnur b acht Mal um die Trommel a gewickelt wird, die Uhr erst nach $\frac{25}{2}\,8 = 100$ Stunden aufgezogen zu werden braucht.

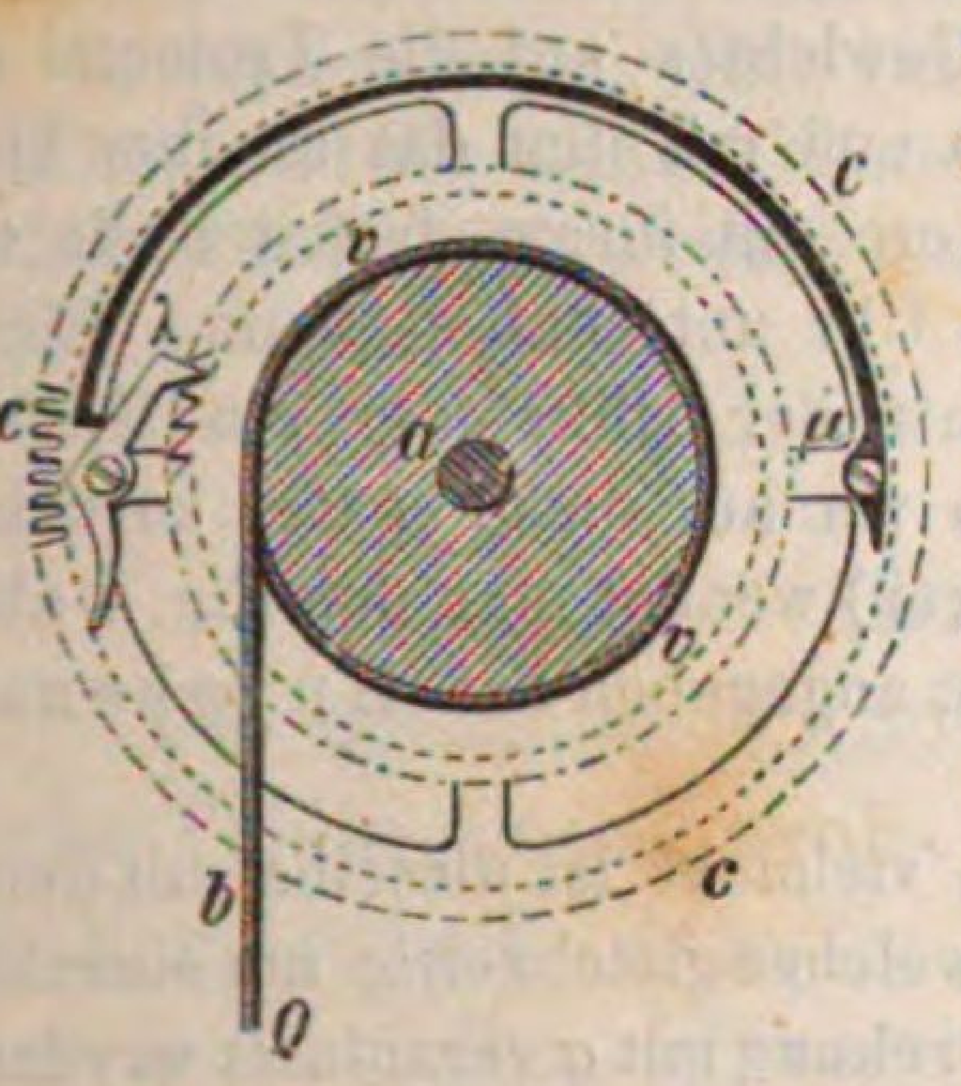
§. 14.

Mit der übersichtlichen Beschreibung und anderen erforderlichen Auseinandersetzungen einer Pendeluhr sind wir jetzt so weit gekommen, dass nur noch anzugeben ist, durch welche Anordnungen vermieden wird, dass beim Aufziehen der Uhr (mittelst eines auf den viereckigen Wellentheil n zu setzenden Schlüssels) nicht das ganze Räderwerk und mit ihm die Zeiger zu einer entgegengesetzten Bewegung gezwungen werden, sowie dass es ferner auch der Uhr während der Aufziehzeit nicht an der erforderlichen Triebkraft fehlt.

Die gebräuchlichste Anordnung und zugleich die unserer Uhr (Fig. 1), um das Mitbewegen des Räderwerkes beim Aufziehen zu verhindern, zeigt Fig. 3,

wobei die Schnurtrommel a in verticaler Richtung durchschnitten angenommen und überhaupt die Seitenansicht der zu besprechenden Theile dargestellt ist.

Fig. 3.

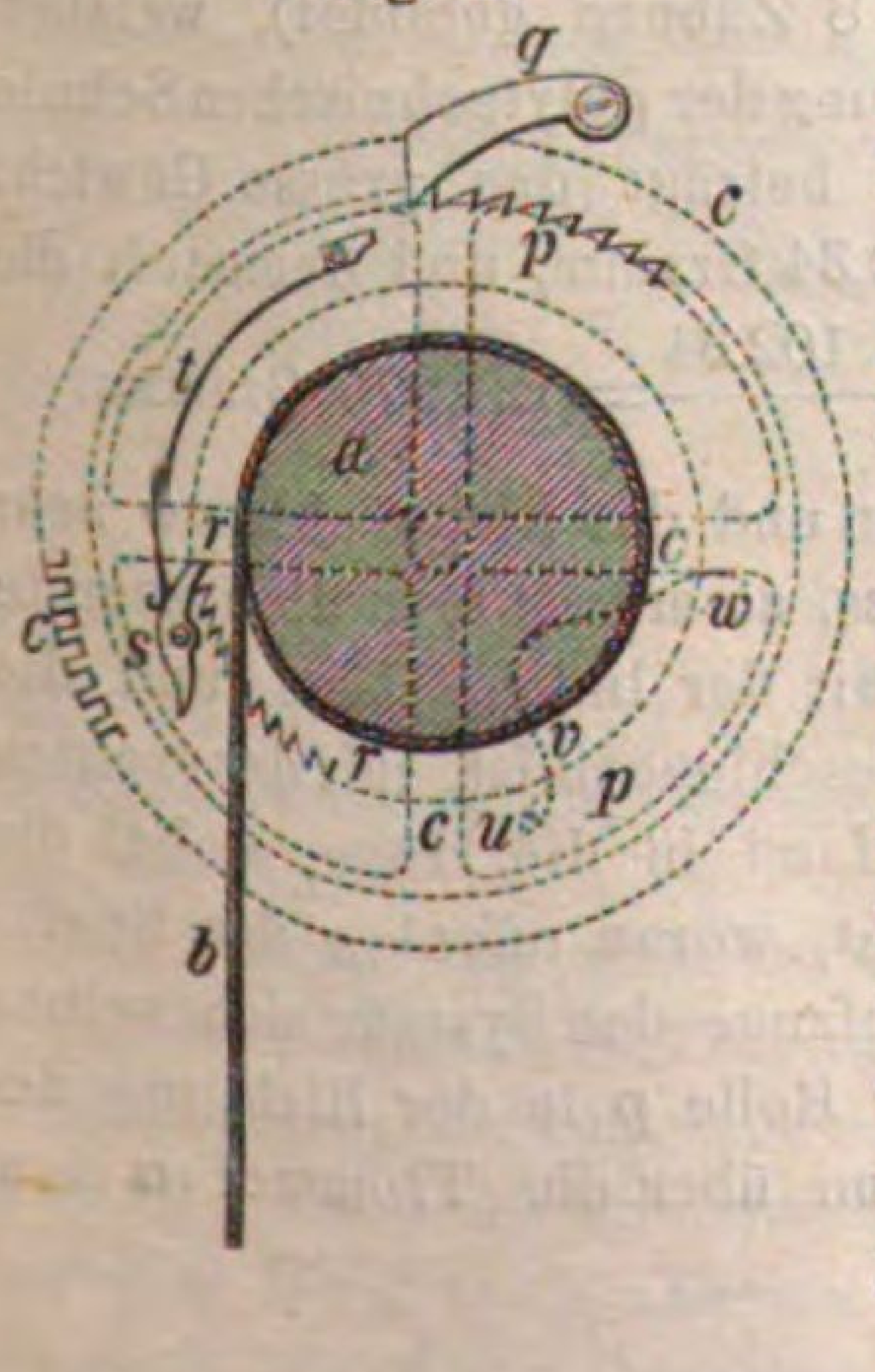


Die Trommel a ist auf der Achse u (Fig. 1) derartig gehörig befestigt, dass sie sich mit der letzteren umdrehen muss, sowie in gleicher Weise ein Sperrrad v auf dem Umfange der Trommnl a festsitzt. Auf die Trommelachse ist ferner das Zahnrad (Bodenrad) c lose geschoben, so dass sich die Trommel a drehen kann, ohne das Bodenrad c mitzunehmen, sobald nicht durch besondere Mechanismen eine geeignete Verbindung hergestellt ist. Letzteres ist in der That der Fall, und zwar in der Weise, dass damit sowohl dem erforderlichen Uebertragen der Triebkraft, als auch dem nicht störenden Aufziehen der Uhr Genüge geleistet wird.

An dem Kranze des Bodenrades c hat man nämlich eine Sperrklinke λ befestigt, welche in die Zähne des Sperrrades v fasst und dazu von einer Feder μ besonders angetrieben wird. Hierdurch ist den beiden genannten Anforderungen Genüge geleistet, indem für den Fall einer Drehung von rechts nach links, welche das niedersinkende Gewicht Q veranlasst, ein Sperrradzahn gegen den festen Zahn der Klinke λ gedrückt (letzterer überhaupt eine sogenannte Kuppelung bildet) und dadurch das Bodenrad c mit zur Umdrehung gezwungen wird. Bei der entgegengesetzten Drehung mittelst eines auf u (Fig. 1) geschobenen Schlüssels von links nach rechts bietet dagegen der Sperrkegel λ kein Hinderniss, vielmehr gleiten die Zähne des Sperrrades v ohne Schwierigkeit unter demselben weg, d. h. die Trommel a wird umgedreht, ohne das Bodenrad c mitzunehmen.

Bei dieser Construction wird jedoch während des Uhraufziehens die Wirksamkeit des Gegengewichts ganz vernichtet, was unter allen Umständen, vorzüglich aber wenn das Aufziehen sehr langsam erfolgt, auf den Gang der Uhr störend einwirken muss.

Fig. 4.



Bei der Fig. 4 dargestellten Anordnung (von Harrison erfunden) tritt der bemerkte Uebelstand nicht auf, indem eine besondere (Hülfs-) Feder v vorhanden ist, welche während des Aufziehens mit ihrem freien Ende w gegen einen Arm des Bodenrades c drückt und so auf kurze Zeit die Triebkraft der Uhr bildet.

Hierbei sind jedoch zwei Sperrräder r und p erforderlich, wovon das kleinere r wieder auf der Walze a festsitzt, das grössere p dagegen lose auf die Achse von a geschoben ist. An dem grossen Sperrrade ist zugleich der Sperrkegel s für das kleine Sperrrad, sowie die zugehörige Feder t und überdies das eine Ende u der Hülfsfeder v befestigt. Der Drehpunkt des Sperrkegels q für das grosse Sperrrad liegt ausserhalb in den Seitenplatten des Gestelles.

Man erkennt hiernach, dass, während das Gewicht an der Trommelschnur *b* die Uhr treibt, die Umdrehungskraft auf das Bodenrad *c* durch die Hülfsfeder *uvw* hindurch übertragen und diese Feder immer im gespannten Zustande bleiben wird, so lange das Gewicht auf das freie Ende der Schnur *b* wirkt. Beim Aufziehen hört dagegen die Wirkung des Gewichtes auf die Trommel *a* auf, der Sperrkegel *q* hält das grosse Sperrrad *p* und mit ihm das an ihm befestigte Ende *u* der Hülfsfeder fest, so dass letztere mit ihrem freien Ende *w* auf das Bodenrad *c* wirken und den Gang der Uhr unterhalten kann. Eine noch andere hierhergehörige Anordnung, wo statt der Hülfsfeder ein Hülfsgewicht wirkt, ist Fig 36 abgebildet und kommen wir auf diese später zurück.

Sehr oft (namentlich bei astronomischen Uhren) wendet man den Fig. 5 abgebildeten Mechanismus an, den Huyghens zuerst angegeben hat (Huyghens' endlose Schnur).

Hierbei trägt die Trommel *a* kein Sperrrad, vielmehr ist dieselbe mit dem Bodenrade *c* zu einem festen Ganzen verbunden, welches gleichzeitig um einerlei Achse zu einer gemeinsamen Drehung mit *a* veranlasst werden kann. Auf eine unterhalb dieser und parallel zu ihr liegenden Achse ist eine Rolle *p* gesteckt und mit dieser ein Sperrrad *q* zu einem unveränderlichen Systeme verbunden, welches durch Sperrkegel *r* und Feder *s* gezwungen wird, erforderlichen Falls sich nur nach einer Richtung (von *r* nach *q*) zu drehen.

Fig. 5.



Ueber die Trommel *a* und die am Umfange mit einer Rinne versehene Rolle *p* wird eine Schnur ohne Ende *b* geschlungen und an dieser ein grosses und ein kleines Gewicht mittelst kleiner loser Rollen so aufgehangen, wie es die Abbildung erkennen lässt. Da jede der parallelen Schnüre mit der Hälfte des Gewichtes gespannt wird, welches an den Hülsen der betreffenden losen Rollen aufgehangen ist, so erkennt man leicht, dass die Umdrehkraft der Tommel *a* aus der halben Differenz der überhaupt thätigen Gewichte besteht.

An einem von Löffler in Wien bezogenen Regulator mit Tannenholzpendel (das Gehwerk nur aus zwei Rädern von beziehungsweise 240 und 8 Zähnen gebildet), welcher in der Maschinen-Modellsammlung der polytechnischen Schule zu Hannover aufgestellt ist, beträgt das grosse Gewicht 350,88 Gramm, das kleine 102,34 Gramm, und demnach die Triebkraft der Uhr: $\frac{350,88 - 102,34}{2} = 124,270$ Gramm.

Ist das grosse Gewicht so tief herabgesunken und das kleine eben so sehr aufwärts gestiegen, dass das Aufziehen erfolgen muss, so erfasst man die äusserste Schnur links, welche über die Trommel läuft, mit der linken Hand, und die äusserste Schnur rechts, welche über die Rolle *p* geschlungen ist, mit der rechten Hand, führt letztere Hand nieder und die linke Hand in die Höhe, wobei die Rolle *p* eine Drehung in der Richtung *rq* macht, woran offenbar der Sperrkegel nicht hindert. Ueberlässt man nach dem Aufzuge das System sich selbst, so verhindert der Sperrkegel *r* den Rückgang der Rolle *p* in der Richtung des Zuges vom grossen Gewichte und die Schnur kann über die Trommel *a* dem letzteren Gewichte folgen.

Dem Uebel, dass die Schnur ohne Ende nach und nach sehr glatt wird, deshalb gleitet und den Uhrgang stört, sucht man (z. B. bei der erwähnten Löffler'schen Uhr) dadurch zu begegnen, dass man die Rinne der Rolle *p* nicht nur rauh macht, sondern sie überdies noch mit Spitzen versieht, welche in die Schnur fassen, oder (weil die Schnur manchmal an solchen Spitzen hängen bleibt) statt der Schnur Ketten aus Messing oder Eisendraht anwendet, deren offene Glieder sich abwechselnd um die gedachten (gehörig starken) zahnartigen Spitzen legen.

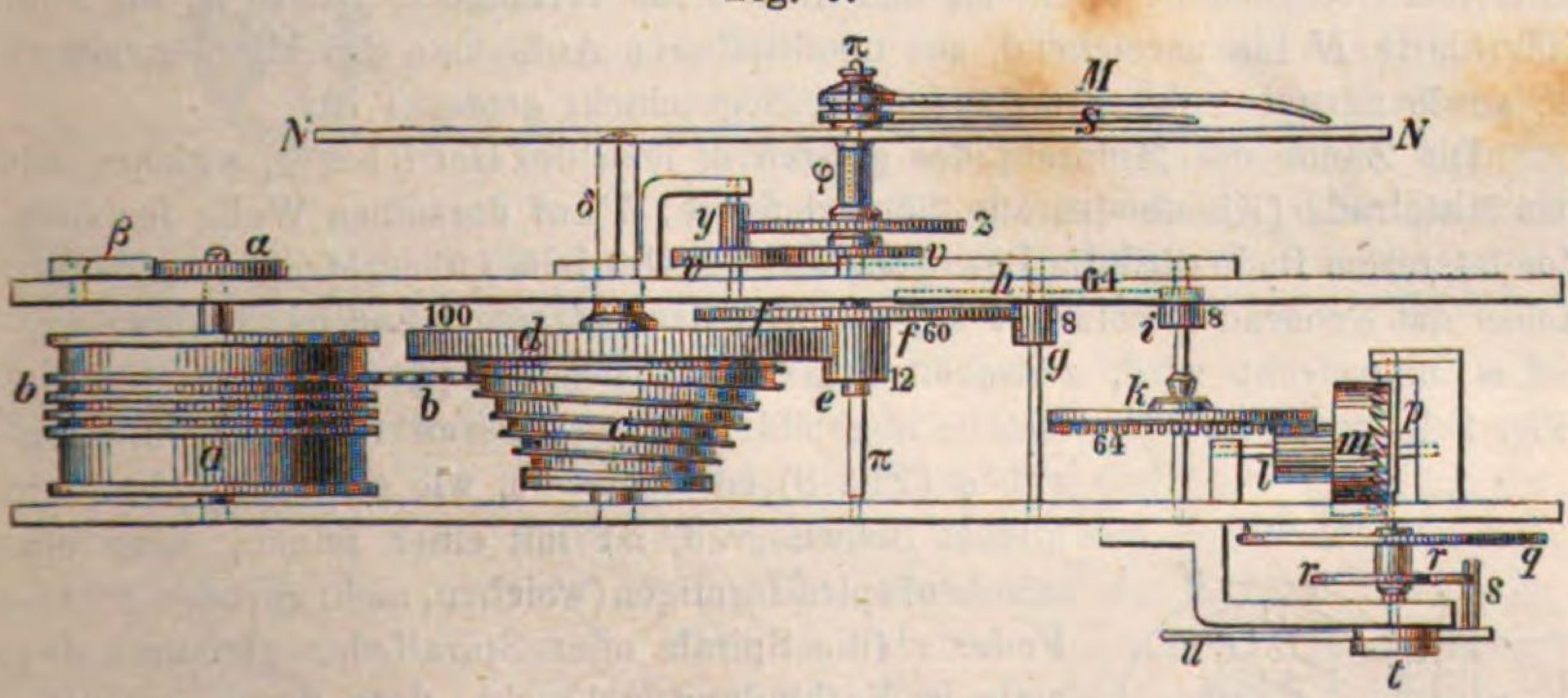
§. 15.

Die Unruhuhr [1]).

Die beistehende Abbildung (Fig. 6) zeigt sämmtliche wesentliche Theile einer Unruh- oder tragbaren Uhr in ihrem Zusammenwirken, jedoch derartig gezeichnet, als lägen alle diese Theile neben einander, während sie in Wirklichkeit auch vor und hinter einander gruppirt sind, so dass mehrere davon sich theilweis oder ganz decken. Daher sind auch die beiden Platten, zwischen denen der grösste Theil des Werkes enthalten ist, in Wirklichkeit kreisförmig, und wird dabei die obere Platte die Pfeilerplatte (der Grossboden), die untere dagegen die Klobenplatte (der Kleinboden) genannt.

Die Kraft, welche das ganze Uhrwerk in Bewegung setzt, ist eine dünne gehärtete Stahlfeder (bei Taschenuhren von 400 bis 700 Millim. Länge, 1,8 bis 5 Millim. Breite und 0,15 bis 0,25 Millim. Dicke), welche in der cylindrischen Trom-

Fig. 6.

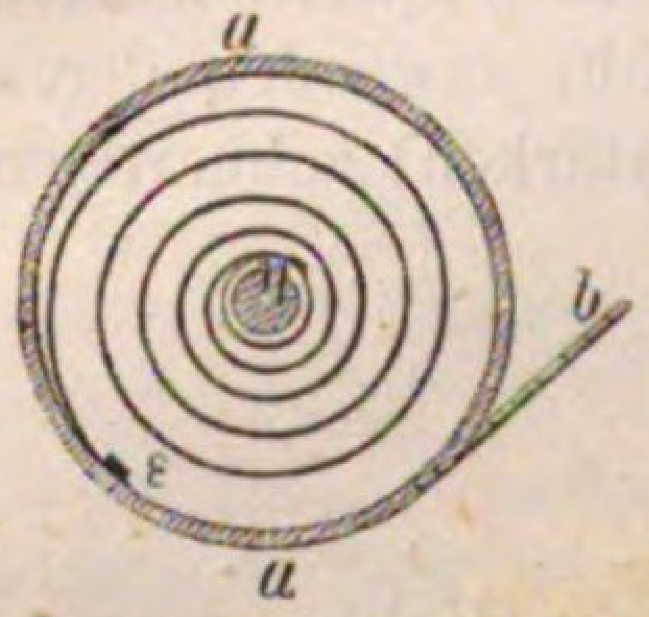


mel, dem Federhause *a*, so zusammengewunden enthalten ist, wie die Durchschnitt- und Grundrisszeichnung Fig. 7 ohne Weiteres erkennen lässt.

1) Ausser den §. 10 citirten Werken sind hier besonders anzuführen: Le Normand, Manuel de l'horlogerie. Paris 1830. — Dent, Ueber die Einrichtung und Behandlung von Chronometern. (Aus dem Engl. von Littrow.) Wien 1843. — Hansen, Ueber die Chronometer. Altona 1840. Ferner ist von neueren Werken auch hier Heidner's „Schule des Uhrmachens", Wiesbaden 1865, sowie besonders auch Georgi's Handbuch der Uhrmacherkunst. Altona 1867, zu empfehlen.

Die Welle des Federhauses ist unbeweglich und letzteres kann sich um diese Welle nach beiden Seiten hin drehen. Die Feder (Hauptfeder) ist mit dem inneren Ende η (Fig. 7) an der unbeweglichen Welle (Federwelle, Federstift) befestigt, das andere, äussere Ende ε aber an der Innenseite der Federhauswand und hat demzufolge (wenn die Feder gehörig gespannt ist) die Trommel *a* das Bestreben, sich von rechts nach links zu drehen. Diese durch die Federkraft erzeugte Drehbewegung wird durch eine sogenannte Gliederkette *b* auf eine Schnecke *c* übergetragen, welche zugleich den wichtigen Mechanismus zur Ausgleichung der veränderlich wirkenden Kraft der Feder bildet, d. h. diese Kraft so viel als möglich constant macht. Nach dem Aufziehen der Uhr ist offenbar die Feder am meisten gespannt, die Triebkraft am stärksten, die natürlich in dem Maasse schwächer wird, je mehr sich die Feder aus dieser Spannung herauszubegeben sucht.

Fig. 7.

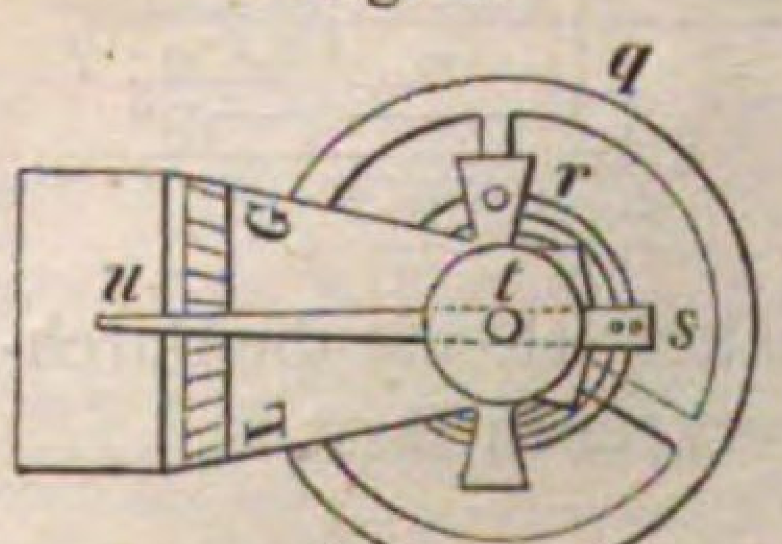


Deshalb ist nun die Kette anfänglich (bei aufgezogener Uhr) ganz auf die Schnecke gewickelt, und zwar verbindet dann die Kette den dünnsten Theil der Schnecke mit dem Federhause, so dass in Fig. 6 der entgegengesetzte Zustand, d. h. der gezeichnet ist, wo die Uhr ganz oder beinahe abgelaufen und wo die Kette dem dicksten Ende des Kegels nahe gekommen ist. Zufolge dieser Anordnung wird es möglich, den Hebelarm der am Umfange wirkenden Drehkraft in dem Maasse zu vergrössern, als die Stärke dieser Kraft selbst abnimmt, so dass das Product aus Kraft mal Hebelarm, mithin das Umdrehmoment immer dasselbe bleibt.

Zur Fortpflanzung dieser Drehenergie dient das mit der Schnecke verbundene Rad *d* (das S c h n e c k e n r a d genannt), welches in das Getriebe *e* des M i n u t e n r a d e s *f* greift und wobei bemerkt werden mag, dass letzteres die Mitte des Grossbodens einnimmt und dass seine verlängerte Achse π, bis zum Zifferblatte *N* hinausreichend, zur unmittelbaren Aufnahme des Minutenzeigers *M*, sowie mittelbar des Stundenzeigers *S* geschickt gemacht ist.

Die Zähne des Minutenrades greifen in jene des Getriebes *g*, welches mit dem Mittelrade (Kleinbodenrade, Secundenrade) *h* auf derselben Welle festsitzt. Von letzterem Rade wird die Bewegung auf das Getriebe *i* übergetragen, an dessen Achse das Kronrad *k* befestigt ist, wodurch das Getriebe *l* und damit das Steigrad *m* umgedreht wird, zwischen dessen Zähne die Lappen *p* einer Spindel (Fig. 9 in grösserem Maassstabe abgebildet) fassen, deren Achse die der Unruh *q* (Fig. 8) ist. Letztere, wie schon erwähnt, ein kleines Schwungrad, ist mit einer feinen, sehr elastischen, spiralförmigen (weichen, nicht spröden Stahl-) Feder *r* (die Spirale oder Spiralfeder genannt) derartig in Verbindnng gebracht, dass deren innerstes Ende an der Spiralwelle (richtiger an der darauf gesteckten Spiralrolle Fig. 9) befestigt, das äussere Ende aber mit dem sogenannten Spiralhaken *s* (Fig. 6 und 8) verbunden ist.

Fig. 8.



Wie das Pendel vermöge der Schwerkraft, so schwingt die Unruh *r* durch die Wirkung der Spiralfeder, worauf wir im folgenden Paragraphen nochmals zurückkommen.

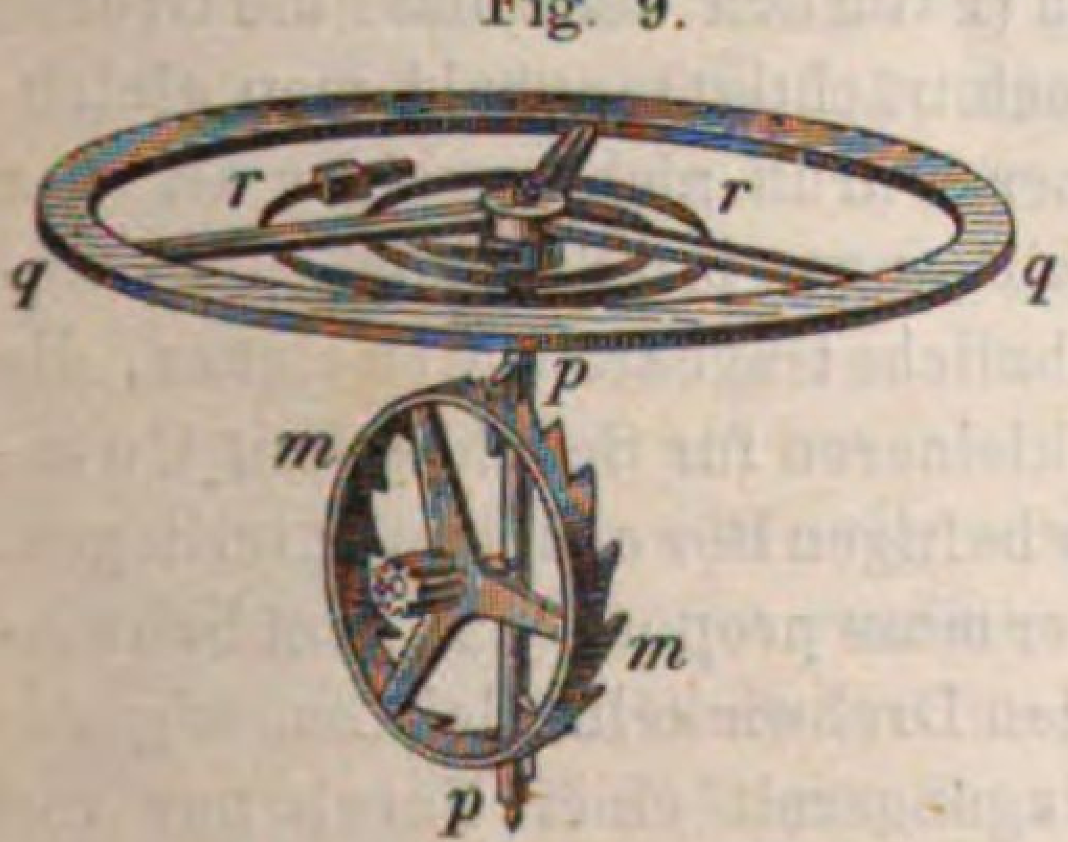
Unsere übersichtliche Beschreibung ist nunmehr so weit beendet, dass wir nur noch nöthig haben, die Uebertragung der Bewegung des Räderwerks auf den Stundenzeiger *S* anzugeben, die indessen durchaus so wie bei der Pendeluhr (Fig. 1) erfolgt. Es ist auf die Minutenwelle eines der beiden gleichen, zusammengreifenden Wechselräder *v* befestigt, während das andere dieser Räder mit dem Getriebe *y* auf einer Parallelwelle sitzt. Durch *y* wird die Bewegung auf das Rad *z* (Stundenrad) übergetragen, welches nicht auf der Minutenwelle, sondern auf der losen Hülse *φ* festsitzt, die den Stundenzeiger *S* trägt und welche die Minutenwelle frei hindurchlässt.

§. 16.

Mehrere der im Vorstehenden nur allgemein besprochenen Theile der Unruhuhr erfordern zur gehörigen Kenntnissnahme eine noch speciellere Betrachtung und wenden wir uns deshalb zunächst zur betreffenden Hemmung, welche zugleich die **ä l t e s t e** aller bekannten Hemmungen ist und gewöhnlich **S p i n d e l h e m m u n g** oder **S p i n d e l g a n g** genannt wird.

Wie aus Fig. 9 erhellt, besteht dieselbe aus einem Steigrade *m*, dessen Zähne von ähnlicher Form wie die der sogenannten Sperrräder sind.

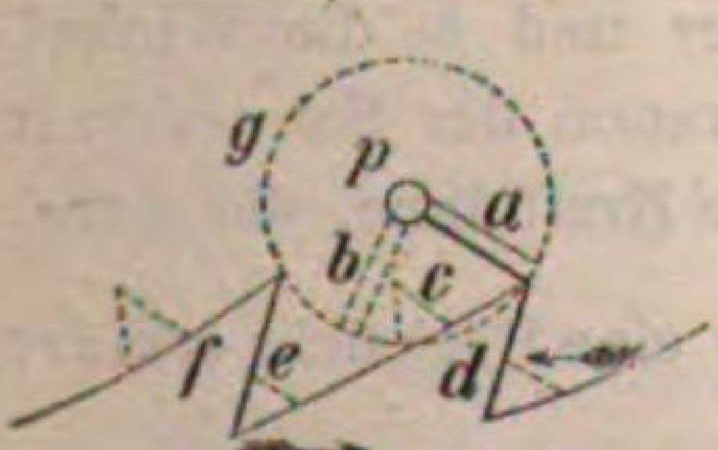
Fig. 9.



Die parallel zur Steigradebene gerichtete und vor ihr stehende Welle oder Spindel der Unruh besitzt zwei hervorstehende Lappen *pp*, die auf entgegengesetzten Seiten stehen und einen Winkel von 80 bis 100 Graden mit einander einschliessen. Indem nun das Steigrad *m* so umgedreht wird, dass seine Zahnspitzen vorangehen (Fig. 10), stösst der betreffende Zahn einen der Lappen zur Seite und zwingt dadurch die Spindel und mit ihr die Unruh zu einer so weit gehenden Drehung, bis sie der zweite Lappen begrenzt, indem dieser gegen einen anderen Zahn des Steigrades stösst.

Verständlicher dürfte dieser Vorgang durch Betrachtung der Fig. 10 werden, woselbst die betreffenden Theile in sehr vergrössertem Maassstabe von oben gesehen, gezeichnet und diejenigen punktirt sind, welche tiefer liegen. Der obere Spindellappen *a* ist eben im Begriffe, die Spitze des Zahnes *d* zu verlassen, während der untere Lappen *b* in der Lage sich befindet, von dem ebenfalls unteren Zahne *c* gefasst zu werden. Sobald letzteres erfolgt, wird der Lappen *b* von rechts nach links fortgestossen, wodurch der obere Lappen *a* in den Raum *e* zu stehen kommt, alsbald aber auch von dem Zahne *f* gefasst und wieder in die Fig. 10 gezeichnete Lage gebracht wird.

Fig. 10.



Durch eine ähnliche Betrachtung wie bei den **C l e m e n t**'schen Haken der Pendeluhr Fig. 1 gelangt man auch beim Spindelgange zu dem Schlusse, dass

derselbe zu den zurückspringenden oder zurückfallenden Hemmungen gehört und dass die Unruh doppelt so viel einfache Schwingungen machen muss, als das Steigrad Zähne hat, wenn letzteres einen ganzen Umlauf machen soll.

Die Unruh q bildet, wie schon bemerkt, ein kleines Schwungrad, d. h. ein Rad an der Welle, dessen Masse ganz besonders in seinem kreisförmigen Ringe concentrirt ist und zur Regulirung der Bewegung benutzt wird. Letzteres würde hier schon die Spiralfeder r allein bewirken können, wäre sie nicht zu dünn und zu schwach, um die von der viel stärkeren Haupttriebfeder in der Trommel (dem Federhause) a erzeugte Bewegung des Steigrades entsprechend zu hemmen. Die Unruh dient daher zur Vermehrung der überhaupt schwingenden Masse der Uhr, der wiederum durch die Hauptfeder (a) frische Triebkraft in dem Maasse zugeführt werden muss, als sie durch Reibung und Luftwiderstand verliert.

Hiernach ist von selbst klar, wie wichtig es ist, die äusseren Verhältnisse der Unruh und Spiralfeder kennen zu lernen, wohin namentlich zu rechnen sind:

1) die Grösse, Gewicht und Schwingungszahl der Unruh,
2) die Elasticität der Spiralfeder und
3) die Länge der letzteren.

Hinsichtlich 1) ist es vortheilhaft, Unruhen von grossem Durchmesser, aber geringem Gewichte zu wählen, weil hierdurch die zum Beharrungszustande nothwendige lebendige Kraft die erforderliche Grösse erhalten kann[1]), ohne den Reibungswiderstand nachtheilig zu erhöhen (natürlich ohne dass die Grösse des Durchmessers die nothwendige Festigkeit beeinträchtigt), sobald man gleichzeitig der Erfahrungsregel folgt, dass man einer Unruh nicht weniger als vier und nicht mehr als höchstens fünf bis sechs Schwingungen pro Secunde giebt, wovon sich die grösseren Zahlen besonders für gewöhnliche tragbare Uhren eignen, die grösseren Erschütterungen ausgesetzt sind, die kleineren für Seeuhren mit Compassaufhängung passen, welche also weniger heftigen Bewegungen unterliegen.

Die Elasticität (Federkraft) der Spiralfeder muss proportional dem Schwingungsbogen sein, oder, was dasselbe ist, mit den Drehwinkeln gleichmässig zunehmen. Ist dies erreicht, so hängt die Schwingungszeit einer Unruh nur von ihrem Gewichte und Durchmesser, nicht aber von der Grösse des Schwingungsbogens ab, d. h. es sind die Schwingungen isochron, oder kleine wie grosse Bogen werden unter sonst gleichen Umständen in gleichen Zeiten durchlaufen. Allein die vorbemerkte Bedingung, unter welcher dies nur möglich ist, hängt von den Dimensionen (auch dem Härtegrade) der Spiralfeder ab[2]).

1) Ist W das Gewicht der Unruh, r ihr Halbmesser und ω die Winkelgeschwindigkeit ihrer Drehbewegung, endlich g die Acceleration der Schwerkraft, so wohnt derselben ein Beharrungsvermögen, eine lebendige Kraft inne, die durch den Ausdruck dargestellt wird: $\frac{W}{g}(r\,\omega)^2$, woraus sich die eine Rücksicht erklärt, welche man bei der Construction einer Unruh in das Auge zu fassen hat.

Dass die grössere oder kleinere Reibung einer Unruh ausser deren Gewichte auch von der Beschaffenheit der Zapfen, der Pfannen und des Oels abhängt, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

2) Bezeichnet W das Gewicht der Unruh, r deren Radius, g die Erdacceleration und P die constante Umdrehkraft, welche einem Schwingungsbogen von c

Nach Le Roy erreicht man es dadurch, dass man die Unruh mit einer etwas zu langen, aber überall gleich dicken Spiralfeder in grösseren oder kleineren Bögen schwingen lässt, und diese so lange verändert, bis der Isochronismus erreicht ist.

Nach Berthoud kann es auch durch die Form der Spiralfeder erreicht werden, indem man ihre Dicke ungleich, nach und nach gleichförmig abnehmend oder peitschenartig macht und dadurch auch eine kürzere Spiralfeder (als Le Roy's) zu verwenden im Stande ist. Gewöhnlich zieht man jedoch Le Roy's Methode deshalb vor, weil es mit nicht geringen Schwierigkeiten verbunden ist, die Querschnitte eines stählernen Spiralbändchens im genauen und ganz richtigen Verhältnisse zu vermindern [1]).

Uebrigens wirken auch noch andere Umstände auf den Isochronismus. So weiss man, dass eine Differenz in der Grösse der Schwingungsbogen der Unruh den Gang der Uhr nicht so viel verändert, wenn die Bögen überhaupt gross sind, als wenn die Unruh in kleinen Bögen schwingt, nicht zu gedenken, dass die Uhr im ersteren Falle auch der Wirkung äusserer Erschütterungen besser wiedersteht. Man wählt daher selten den Schwingungsbogen geringer als 170 Grad, bei gewissen (freien) Hemmungen aber bis zu 450 Grad ($1^1/_4$ Umgang). Ferner eignen sich schraubenförmige Spiralfedern (wie Fig. 24) besser zum Isochronismus, als solche (wie Fig. 9), deren Windungen in einer Ebene, weil bei ersteren die Zunahme oder Abnahme der Federkraft der sich zusammen- oder aufdrehenden Spirale in mehr gleichmässig fortschreitendem Verhältnisse erfolgt, nicht zu gedenken, dass hier bei grossen Schwingungsbögen die Um-

Graden entspricht, so ergiebt sich die Zeit $= t$ einer halben Schwingung der Unruh zu:

$$t = \sqrt{\frac{\pi^3 r W}{8 g P} \cdot \frac{c}{180}}.$$

Hieraus folgt zugleich, wie die Schwingungszeit einer Unruh von der Grösse des Schwingungsbogens unabhängig ist.

Als Beispiel zur Erläuterung diene Folgendes: Bei dem von Earnshaw gefertigten Chronometer, den Cook bei seiner dritten Reise um die Welt mitnahm (Gilbert's Ann. der Physik. Bd. 4. S. 152), betrug der Unruhdurchmesser $2r = 2^1/_4$ Zoll engl. und das Gewicht der Unruh nebst Zubehör:

$$W = 42 \text{ Gran} = \frac{42}{240} \text{ Loth}.$$

Das Gewicht, welches an dieser Unruh ziehen musste,

um sie durch einen Bogen von 180 Grad zu drehen, betrug 48 Gran,

" " " " " " 90 " " " " 24 "

$$\text{d. h. } \frac{c}{P} \text{ war stets } \frac{15}{4}.$$

Da übrigens $g = 386$ Zoll $= 32{,}086$ Fuss ist, so folgt aus der Formel:

$$t = 0{,}0999 \text{ Secunden}.$$

Wenn die Unruh für mittlere Zeit justirt war, so machte sie in Wirklichkeit pro Secunde fünf Schwingungen, d. h. fünf Hin- und Hergänge, so dass die Zeit einer Schwingung betrug: $^1/_5 = 0{,}2$, oder die Zeit einer halben Schwingung, d. i. eines Hin- oder Herganges: 0,1 Secunde, was mit der Rechnung gut übereinstimmt.

1) Eine vollständige, mathematische Theorie der Spiralfedern hat der französische Ingenieur Philips geliefert, worüber nachzulesen ist in den Annales des Mines T. XX, 1861, Pg. 1 bis 108. Die Arbeit trägt die Ueberschrift „Mémoire sur le Spiral Réglant des Chronomètres et de Montres."

gänge der gegenseitigen Berührung (und folgeweise Reibung) weit weniger ausgesetzt sind.

Dass endlich ganz besonders Temperaturveränderungen auf den Isochronismus wesentlich einwirken müssen, indem hierdurch nicht nur die Länge der Spiralfeder, sondern auch der Durchmesser der Unruh wesentlich verändert werden kann, bedarf wohl kaum der Erwähnung und kommen wir deshalb später (um hier den zunächst bezweckten Uebersichtsgang nicht zu sehr stören zu müssen) auf diesen Gegenstand ausführlich zurück und machen daher nur noch schliesslich auf den Fig. 8 abgebildeten Rücker aufmerksam, dessen Zweck ist, kleine Differenzen in der Schwingungsdauer der Unruh durch Verlängerung oder Verkürzung der Spiralfeder berichtigen zu können.

Der Rücker klemmt hierzu mittelst zweier Stifte *s* einer Art Gabel (man sehe besonders Fig. 8) nahe dem freien Ende die Spiralfeder zwischen sich. Bewegt man dann den in seiner Drehachse sich etwas reibenden Rückhebel *u t s*, in *u* mit den Fingern anfassend, nach dem Buchstaben *G* (Geschwind) hin, so verkürzt man den wirksamen Theil der Spirale, wodurch diese kürzer wird und schnellere Schwingungen macht; verschiebt man ihn jedoch dem Buchstaben *L* (Langsam) zu, so wird die Spirale verlängert, damit geschwächt und zu langsameren Schwingungen veranlasst.

Ein zweiter hier noch zu besprechender Gegenstand ist das jetzt gewöhnlich bei Taschenuhren gebräuchliche Federhaus mit Zähnen (verzahntes Federhaus), welches sich nur nach Einer Richtung umdrehen kann und wobei die Schnecke gar nicht in Anwendung kommt. Ohne uns hier speciell auf die Beantwortung der Frage einzulassen, ob beim Wegfalle der Schnecke die Unregelmässigkeiten der von der Hauptfeder ausgehenden Triebkraft durch eine bedeutende Länge dieser Feder und vorzüglich durch eine isochron schwingende Spirale (regulirende Feder) vollständig ausgeglichen werden, was z. B. von Jürgensen[1]) bejaht, von Arnold[2]) verneint wird, bemerken wir kurz, dass sich durch Anwendung eines verzahnten Federhauses die Uhr vereinfacht, ihr Gang durch das Aufziehen nicht gestört wird, ohne ein sogenanntes Gegengesperre (Fig. 3) zu erfordern, und endlich die Kette wegfällt, die allein ihres leichten Zerreissens wegen ein Uebel genannt werden kann.

In Fig. 11 und 12 ist ein verzahntes Federhaus dargestellt, wobei die Trommel *c*, welche die Triebfeder einschliesst, mit dem Zahnrade *d* ein Ganzes

Fig. 11.

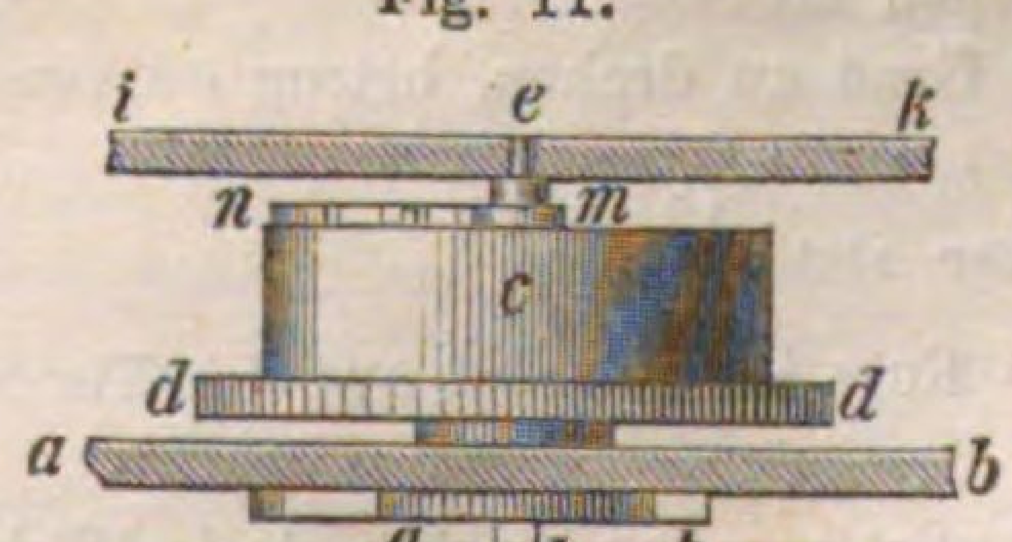
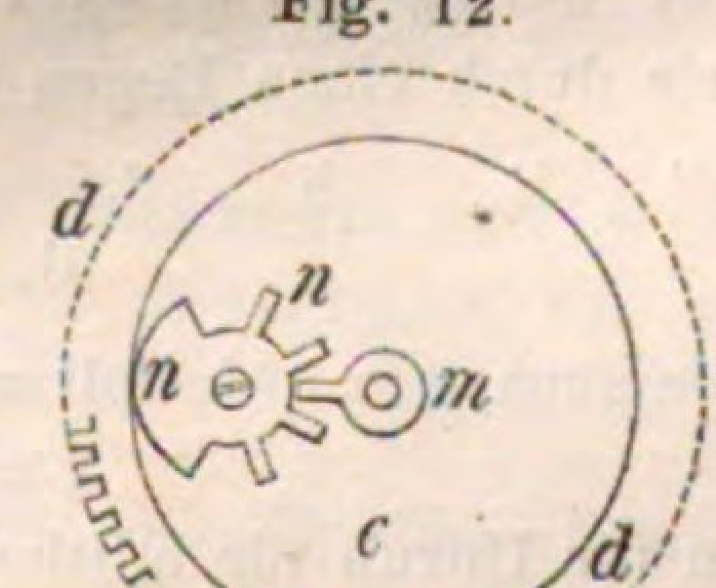


Fig. 12.



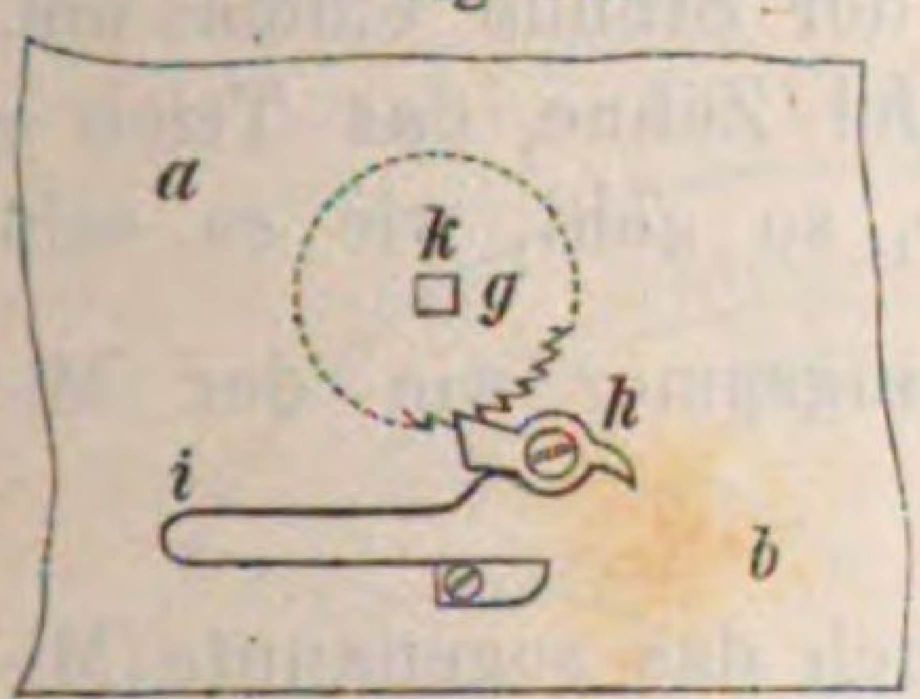
ausmacht, letzteres aber das erste Rad (Bodenrad) der Uhr bildet, wodurch die treibende Kraft auf das übrige Räderwerk fortgepflanzt wird.

1) Die höhere Uhrmacherkunst. S. 88. §. 101.

2) Gehler's Physikalisches Wörterbuch. Artikel „Uhren". S. 1113.

Bemerkt werden muss überdies noch, dass die Trommel *c* lose auf die Achse *ek* (den sogenannten Federstift) gesteckt ist, beide aber (Trommel und Achse) zwischen den Uhrplatten *ab* und *ik* drehbar gemacht sind. Der Federstift *ek* ist bei *k* viereckig gestaltet, um den Uhrschlüssel aufstecken zu können, sowie derselbe auch ein Sperrrad *g* (Fig. 13) trägt, dessen Sperrkegel *h* auf der unteren Platte *ab* befestigt ist. Durch diese Anordnung wird dem Federstifte *ek* nur eine Drehung nach derjenigen Richtung gestattet, welche das Aufziehen erfordert. Da ferner der eine Stützpunkt der Triebfeder in dem Federstifte *ek*, der andere aber im Umfange der Trommel *c* liegt, so wird bald klar, dass das Aufziehen der Uhr während ihres Ganges erfolgen kann, ohne das Räderwerk und weiterhin die Zeigerbewegung im Mindesten zu stören.

Fig. 13.



Sowohl das gänzliche Ablaufen der Uhr, wie nicht minder das Abreissen der Feder von ihren Befestigungsstellen (Haken), oder gar das Zerbrechen der Feder wird durch die sogenannte Stellung (Fig. 12) verhindert, welche aus den Theilen *m* und *n* besteht. Ein Scheibchen *m* mit einem einzigen Zahne ausgerüstet sitzt nämlich auf dem Federstifte *ik* fest, dreht sich also auch beim Aufziehen der Uhr mit diesem Stifte, während *n* ein theilweis gezahntes Rad ist, welches sich um eine durch die obere Platte der Trommel *c* gehende Schraube mit etwas Reibung dreht. Beim Spannen der Feder (Aufziehen der Uhr) greift der Zahn *m* in die Zähne des Rades *n*, dreht letzteres um, und zwar so lange, bis *m* gegen den uneingeschnittenen Theil des Rades *n* stösst, wodurch jede weitere Drehung verhindert wird. Beim Ablaufen der Feder drehen sich *m* und *n* nach entgegengesetzter Richtung und verhindern in ähnlicher Weise zuletzt die gänzliche Abspannung der Feder.

§. 17.

Die Spiralfeder unserer Fig. 6 abgebildeten Uhr ist so abgepasst, dass sie pro Stunde 14400 Schwingungen [1]) macht, woraus folgt, weil das Steigrad 15 Zähne hat und zwei Unruhschwingungen erfolgen, dass das Steigrad pro Stunde:

$$\frac{14400}{2 \,.\, 15} = 480 \text{ Mal umläuft.}$$

Hiernach lässt sich wieder beurtheilen, ob die Zähnezahl der überhaupt vorhandenen Räder und Getriebe derartig abgemessen ist, dass der Minutenzeiger pro Stunde einen Umgang macht. Man erhält daher, ähnlich wie früher S. 42:

$$480 = \frac{k}{l} \,.\, \frac{h}{i} \,.\, \frac{f}{e},$$

1) Die Zahl von 14400 Schwingungen in der Stunde ist vortheilhaft bei feststehenden Uhren und sobald man die Verminderung der Hemmungsreibung im

oder, da das Getriebe l acht Zähne hat, die übrigen aber in der Figur eingeschrieben sind:

$$480 = \frac{64}{8} \cdot \frac{64}{8} \cdot \frac{60}{8} = 8 \cdot 8 \cdot \frac{15}{2} = 32 \cdot 15 \; (= 480),$$

wie ganz richtig.

Dreht sich sonach die Welle π in der Stunde einmal um, haben ferner die Wechselräder v gleich viel Zähne, das Trieb y deren 6 und das Stundenrad z 72 Zähne, so geht, wie es sein muss, der Stundenzeiger $\frac{72}{6} = 12$ Mal langsamer wie der Minutenzeiger.

Dem Vorstehenden zufolge macht auch das sogenannte Minutengetriebe e einen Umlauf in der Stunde, folglich die Schnecke c in $\frac{12}{100}$ Stunden einen Umgang. Da endlich die Kette nach vollem Aufzuge (mittelst eines auf den viereckigen Theil δ der Schneckenwelle gesteckten Schlüssels) 5 Schneckengänge umwindet, so könnte die Uhr $\frac{100}{12} \cdot 5 = \frac{500}{12} = 41^2/_3$ Stunden im Gange bleiben [1]).

Der Mechanismus, damit beim Aufziehen das Räderwerk und die Zeiger keine rückgängige Bewegung machen, ist genau derselbe, wie wir bereits S. 43 beschrieben und durch Abbildungen (Fig. 3 und 4) erläutert haben.

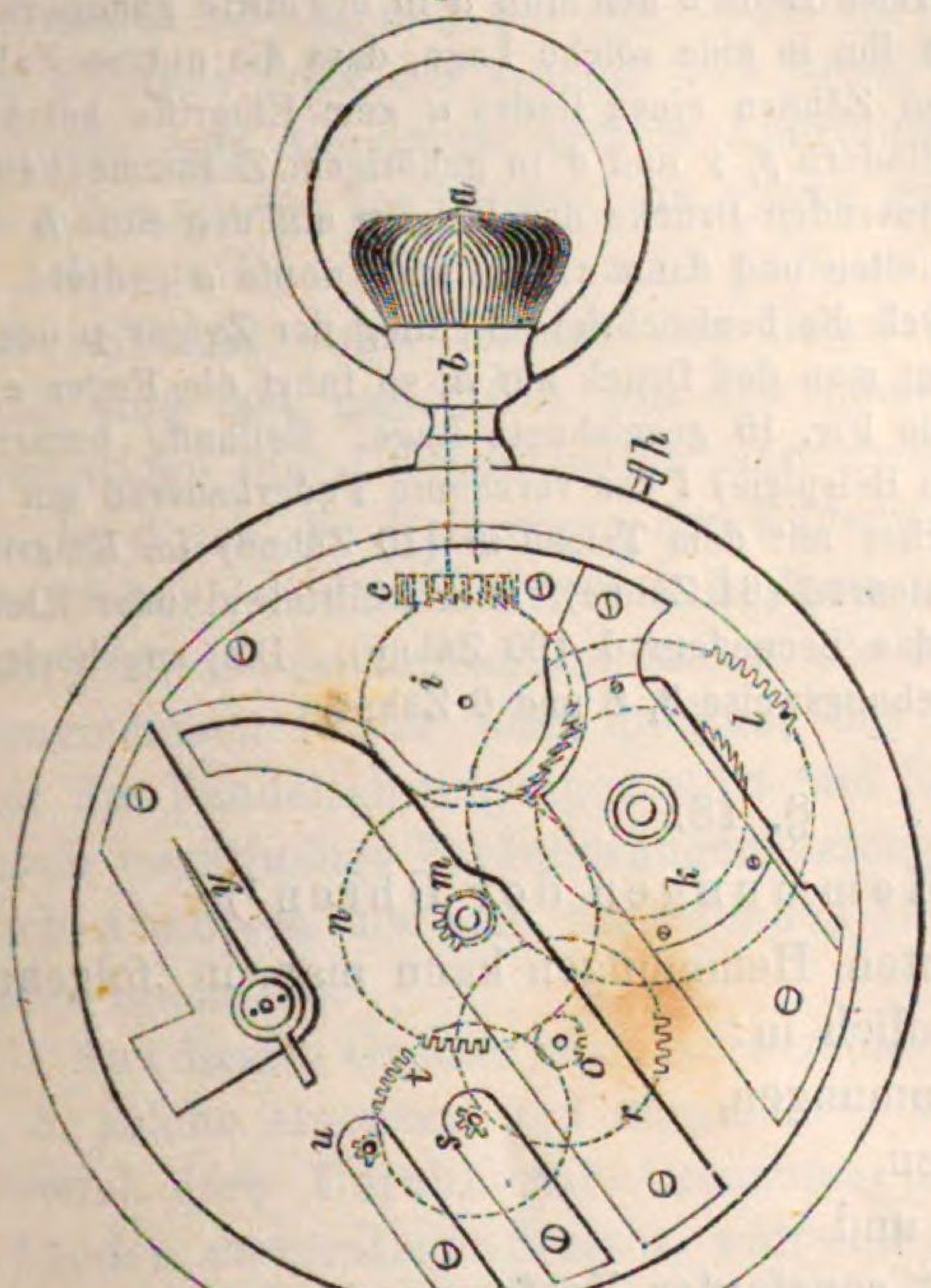
Zusatz. Um das Aufziehen der Taschenuhren ohne Schlüssel bewirken zu können, sogenannte schlüssellose (keyless) Uhren zu haben, hat man (in jüngerer Zeit) eine Anordnung (Remontoir genannt) getroffen, welche aus den Abbildungen (Fig. 14 und 15) erhellt.

Im Bügel des Gehäuses befindet sich ein zum gehörigen Anfassen mit Kerben versehener Knopf a, der am aussenliegenden Ende einer Welle b befestigt ist und womit letztere in Umdrehungen versetzt werden kann. Auf die Fortsetzung von b nach Innen hat man lose ein Zahnrad c gesteckt, welches mit der Welle durch eine geeignete Kuppelung fest verbunden und beziehungsweise wieder gelöst werden kann. Diese Kuppelung besteht aus einem kleinen Kreiscylin-

Auge hat; dagegen sind 18000 bis 21000 Schwingungen in derselben Zeit vorzuziehen, wenn die Uhr getragen wird, und noch mehr, wenn sie äusseren heftigen und häufigen Erschütterungen (wie auf Seeschiffen) ausgesetzt ist.

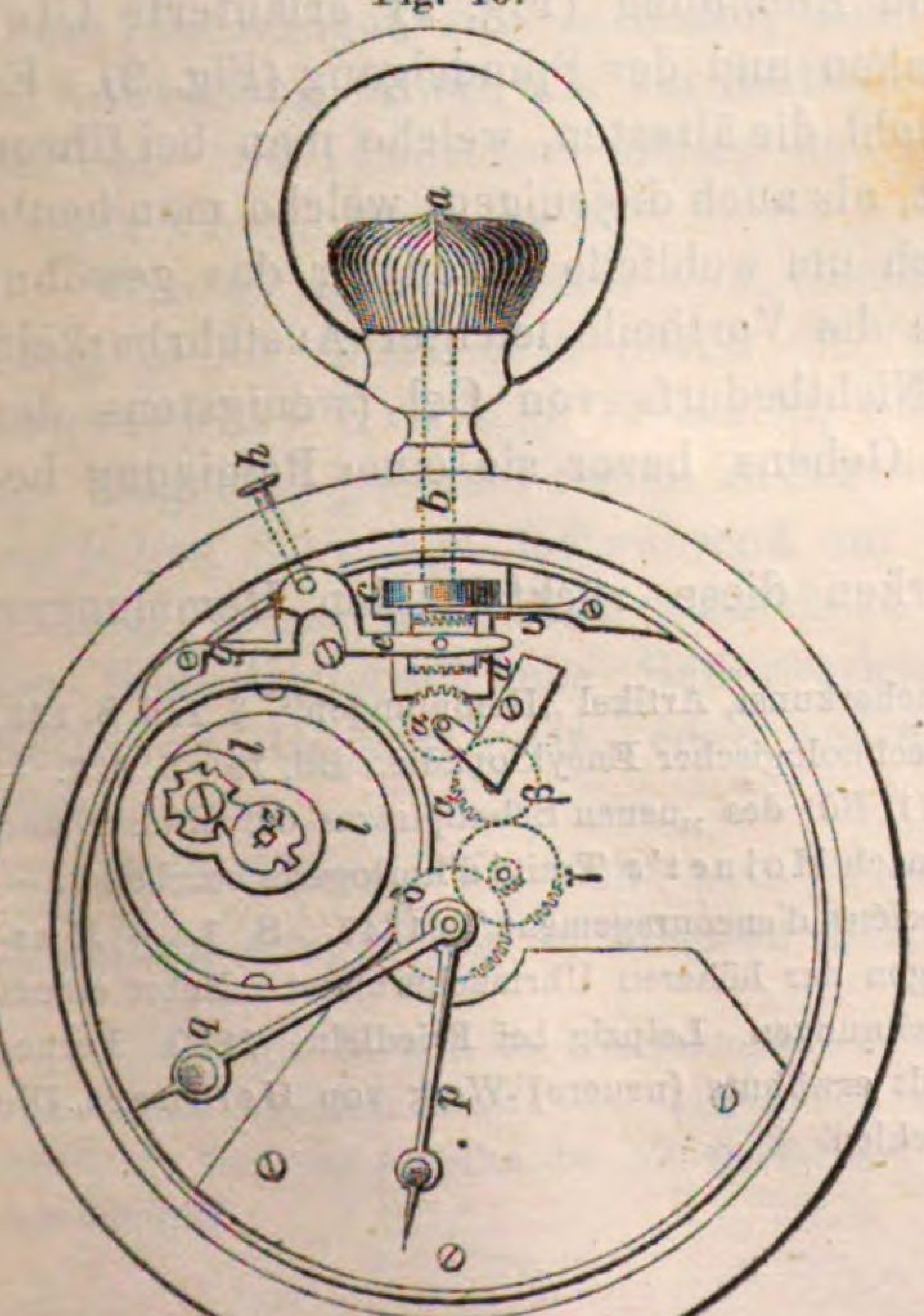
1) Durch anderweitige Zwischenräder könnte man den Gang der Uhr leicht auf einen Monat oder gar (wie z. B. bei Pendeluhren) auf ein Jahr ausdehnen, was jedoch wegen grösserer Reibungen und anderer möglicher Fehlerquellen niemals von einer guten Uhr verlangt werden wird.

Fig. 14.



der *d* (einen Kuppelmuff), Fig. 15, dessen beiden Endflächen mit einer Art von Sperrzähnen ausgestattet sind, während dessen Nabe so mit der Welle *b* vereinigt ist, dass der ganze Muff zwar auf letzterer Welle verschoben werden kann, an deren Drehungen jedoch stets Theil nehmen muss. Wird nun die innere Endfläche von *c* mit eben solchen Zähnen wie die Muffenden versehen, so erkennt man leicht, dass es nur der in Fig. 15 gezeichneten Lage des Kuppelmuffes *d* bedarf, um das Rad *c* mit der Welle *b* zu verbinden. Diese Mufflage wird aber durch eine Feder *gfe* vermittelt, die zugleich einen einarmigen Hebel bildet, dessen Drehpunkt *g* ist. Versetzt man nun hierbei den Kopf *a* in die gehörige Umdrehung, so wird auch *c* umgedreht, wodurch ein mit Sperrzähnen versehenes Rad *i* bewegt wird, dessen Zähne in ein ganz gleiches derartiges Rad *k* fassen, welches auf der Federhauswelle (dem Federstifte) *z* (Fig. 15) steckt und durch deren Umdrehung die beabsichtigte Federspannung (d. h. das Aufziehen der Uhr) so erreicht wird, wie dies bereits bei Fig. 11 und Fig. 12 gehörig erörtert wurde.

Fig. 15.



Die **Zeigerstellung** bewirkt man in folgender Weise. Mittelst eines Stiftes *h* (Fig. 15) verschiebt

man den Hebel *gfe* (dessen freies Ende *e* den Muff *d* in der Mitte gabelförmig umfasst) abwärts, d. h. bringt ihn in eine solche Lage, dass die untere Zahnscheibe des Muffes *d* mit den Zähnen eines Rades α zum Eingriffe gelangt, welches letztere mit anderen Rädern β, γ und δ in gehörigem Zusammenhange steht. Wird dann beim fortdauernden Drucke des Fingers auf den Stift *h* der Eingriff zwischen *d* und α erhalten und dann wieder am Knopfe *a* gedreht, so erkennt man leicht, wie dadurch die beabsichtigte Stellung der Zeiger *p* und *q* bewirkt werden kann. Entfernt man den Druck auf *h*, so führt die Feder *efg* den Muff sofort wieder in die Fig. 15 gezeichnete Lage. Beiläufig bemerkt werde noch, dass (in unserem Beispiele) *l* das verzahnte Federhausrad mit 80 Zähnen ausgestattet ist, welches mit dem Triebe *m* (10 Zähne) im Eingriffe steht. Ferner ist *n* das Minutenrad (64 Zähne), *r* das Mittelrad oder Kleinbodenrad (60 Zähne) und *t* das Secundenrad (60 Zähne). Die zugehörigen Triebe *o*, *s* und *u* haben beziehungsweise 8, 8 und 6 Zähne.

§. 18.

Besondere Hemmungen der Uhren[1]).

Alle zur Zeit bekannten Hemmungen kann man in folgende vier Classen bringen, nämlich in:

1) zurückfallende Hemmungen,
2) ruhende Hemmungen,
3) freie Hemmungen, und
4) in Hemmungen mit constanter Kraft.

Zu den Hemmungen der ersten Classe gehört der bereits vorher durch Beschreibung und Abbildung (Fig. 2) erläuterte Clement'sche Anker oder Haken und der Spindelgang (Fig. 9). Es sind diese Hemmungen sowohl die ältesten, welche man bei Uhren in Anwendung gebracht hat, als auch diejenigen, welche man heute noch braucht, sobald es sich um wohlfeile Uhren für das gewöhnliche Leben handelt, da sie die Vortheile leichter Ausführbarkeit, grosser Wohlfeilheit, des Nichtbedarfs von Oel (wenigstens der Spindelgang) und längeren Gehens, bevor sie einer Reinigung bedürfen, in sich vereinigen.

Nichtsdestoweniger wirken diese rückfallenden Hemmungen

1) Jürgens, Höhere Uhrmacherkunst, Artikel „Hemmungen". §. 145. S. 133. — Schindler in Prechtl's Technologischer Encyklopädie. Bd. 19. S. 327. — Schreiber, Uhrmacherkunst (171. Bd. des „neuen Schauplatzes der Künste und Handwerke"). S. 143. Besonders nach Moinet's Traité d'horlogerie bearbeitet. — Wagner im „Bulletin de la Société d'encouragement". 1847. S. 1. — Martens, Beschreibung der Hemmungen der höheren Uhrmacherkunst. Nebst einem Atlas mit 24 Tafeln correcter Zeichnungen. Leipzig bei Friedlein. 1860. Ferner ist auch hier das bereits wiederholt erwähnte (neuere) Werk von Heidner „Die Schule des Uhrmachers" zu empfehlen.

sämmtlich nachtheilig auf die Regelmässigkeit der Schwingungen des Pendels oder der Unruh und somit auf den Gang der Uhr, weshalb man sie durch andere Anordnungen zu ersetzen suchte, sobald man das Bedürfniss von genau gehenden Uhren erkannte.

Die ruhenden Hemmungen, so genannt, weil das Steigrad während eines Theiles des Regulatorschwunges vollständig ruht, sind fast ganz frei von den bemerkten Uebelständen, sie berichtigen die Ungleichheiten der Triebkraft, sowie diejenigen, welche durch die Reibungen des Räderwerks entstehen, und werden daher bei den besseren und theureren Uhren in Anwendung gebracht. Dessenungeachtet haben alle ruhenden Hemmungen den gemeinsamen Fehler, dass die Ruhe des Hemmungsrades die Freiheit der Pendelschwingungen stört und Reibungen verursacht, wodurch nachtheilige Veränderungen erzeugt werden können, sobald noch Abnutzen der sich berührenden Theile oder Dickwerden des Oeles hinzutritt.

Aus diesem Grunde hat man sogenannte freie Hemmungen, d. h. solche ersonnen und ausgeführt, wobei sich der Regulator (Pendel oder Unruh), mit Ausnahme des vom Triebwerke ausgehenden momentanen Stosses, während der Schwingung möglichst frei und unabhängig bewegen kann und nicht durch Druck und Reibung des Hemmungrades in der freien Bewegung gestört wird. Diese Hemmungen sind es daher, welche man besonders bei Uhren in Anwendung bringt, die zur Bestimmung geographischer Längen bei See- und Landreisen dienen und denen man gewöhnlich den Namen Chronometer giebt.

Was an dieser Classe von Hemmungen noch zu wünschen übrig bleibt, sucht man durch die freien Hemmungen mit constanter Kraft zu erreichen, wobei man bemüht ist, neben der möglichst grossen Freiheit im Schwingen des Regulators diesem bei jedem Schwunge fortwährend nur Stösse von durchaus ganz gleicher Grösse und zwar dadurch zu ertheilen, dass man nicht die Haupttriebkraft des Räderwerkes, sondern eine besondere Hülfskraft (Gewicht oder Feder) auf das Pendel oder die Unruh wirken lässt.

Nach dieser Uebersicht wenden wir uns zur speciellen Betrachtung einiger der wichtigsten dieser Hemmungen [1]).

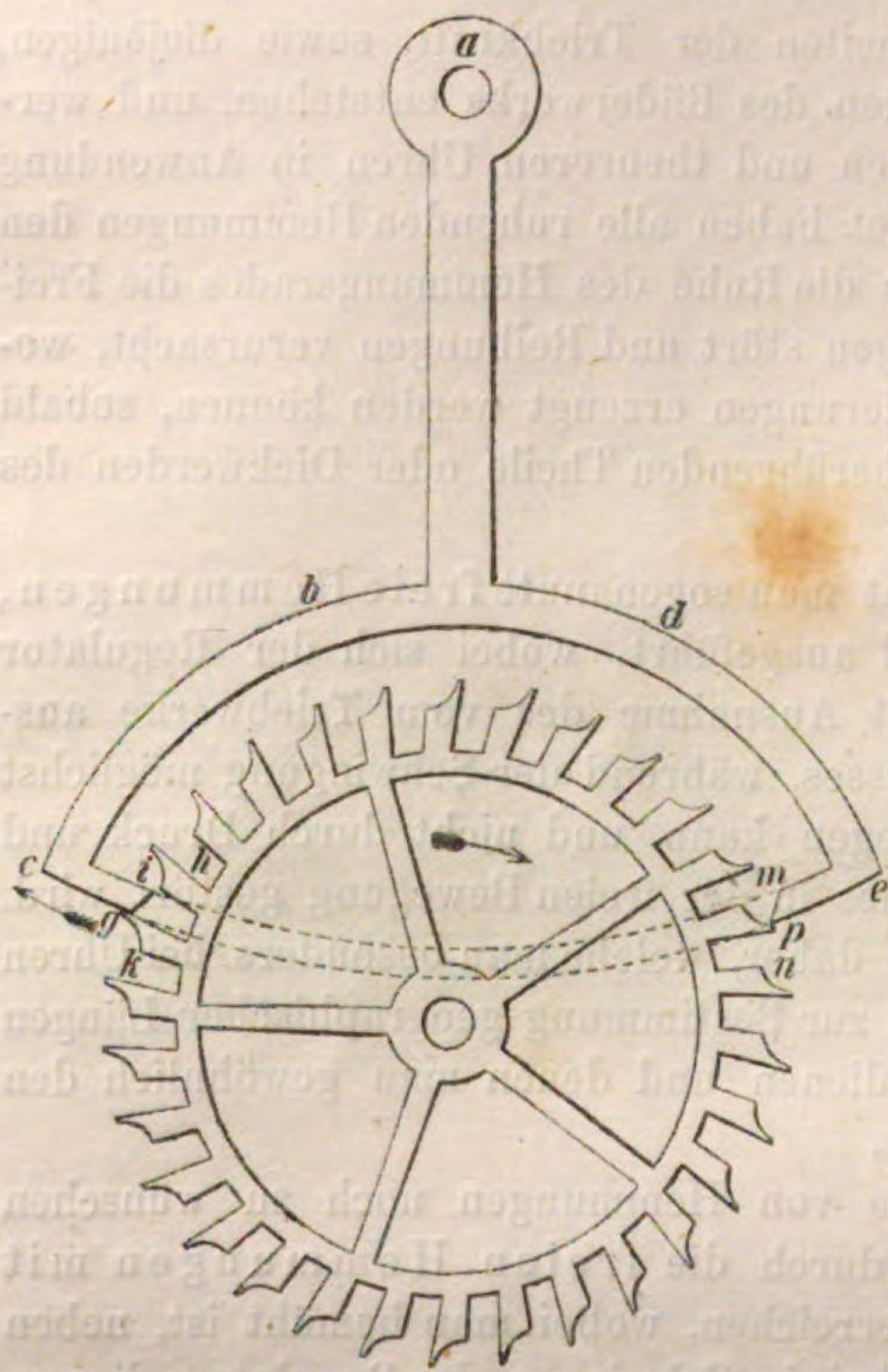
1) Um die Theorie der Hemmungen hat sich in jüngster Zeit besonders der französische Ingenieur Résal verdient gemacht, worüber nachzulesen ist im 10. Bande (1866) Pg. 317 der Annales des Mines, 6. Serie und im 18. Bande (1870) Pg. 423 ebendaselbst.

I. Die ruhenden Hemmungen.

Die älteste, bereits von Graham (1715) erfundene ruhende Ankerhemmung zu Pendeluhren zeigt Fig. 16.

Das Eigenthümliche der Construction dieser Hemmung besteht darin, dass die Paletten oder Lappen *cg* und *ep* des Ankers nach der Krümmung eines Kreises gebildet sind oder in dem Mantel eines Cylinders liegen, dessen Mittelpunkt mit der Schwingungsachse des Ankers bei *a* zusammenfällt, und dass die äussersten Enden der Paletten mit kleinen schiefen Ebenen versehen sind, deren verlängerte Richtungen Tangenten (beide nach rechts in Bezug auf unsere Figur hinliegend) eines und desselben aus dem Mittelpunkte des Steigrades beschriebenen Kreises bilden[1]).

Fig. 16.



In der Abbildung ist das Pendel und mit ihm der Anker *ace* im Schwingen von rechts nach links begriffen, während welchen Vorganges die sogenannte Ruhefläche *cg* über die Spitze des Zahnes *k* hingleitet und das Steigrad völlig stillsteht, d. h. weder eine nach rechts noch nach links (rückwärts) gehende Drehung macht. Sobald die Stelle *g* der Palette an die äusserste Spitze des Zahnes *k* gelangt, drückt dieser Zahn zufolge der Haupttriebkraft gegen die Abschrägung oder Hebefläche *gi* und ersetzt dem Pendel das, was es durch Reibung und Luftwiderstand an Bewegungskraft verlor[2]). Hat hierbei die Spitze des Zahnes *gk* das äusserste Ende *i* der Hebefläche erreicht, so kommen an dieser Stelle Steigrad und Anker ausser Berührung, das Pendel wird frei und beginnt sofort seinen Schwung von

1) Für genaue und specielle Construction der ruhenden Ankerhemmungen zu Pendeluhren geben die beste Auskunft: Jürgens, a. a. O. §. 176. — Martens, Hemmungen u. s. w. S. 9.

2) In der Abbildung (Fig. 14) sind die unteren Theile oder Wurzeln der Steigradszähne etwas zu breit gezeichnet, um den Ankerpaletten den erforderlichen Eintritt möglich zu machen.

links nach rechts. Während dieser Vorgänge hat die Ankerplatte *pe* der rechten Seite erst ihre Spitze *p* über die hintere Zahnaushöhlung wegbewegt, nachher aber ist *pe* in die darauf folgende Zahnlücke getreten und hat die begonnene Drehbewegung des Steigrades wieder unterbrochen, ohne dabei eine rückgängige Bewegung desselben zu veranlassen, weil alle Punkte der betreffenden Ruhefläche *m* der Palette gleich weit von der Ankerachse *a* abstehen. Bei der Pendelschwingung nach rechts trifft endlich die Spitze des über *m* liegenden Steigradzahnes die schräge Fläche (Hebfläche) *mp* und drückt diese beim Gleiten von *m* nach *p* derartig, dass dadurch dem Pendel der erforderliche Impuls zur gehörig weiten Fortsetzung des Schwunges nach rechts ertheilt wird, bis endlich die Spitze des gedachten Zahnes die äusserste Stelle *p* der Hebfläche *mp* wieder verlässt, das Pendel abermals frei wird, von Neuem seine Schwingung nach links beginnt und bald wieder alle Theile diejenige Lage (mit um eine ganze Zahntheilung fortgerücktem Steigrade) einnehmen, welche in Fig. 16 gezeichnet ist.

Aus Vorstehendem folgt zugleich, dass auch hier, wie bei den zurückfallenden Hemmungen, immer zwei ganze Pendelschwingungen erfolgen müssen, bevor das Steigrad um eine ganze Zahntheilung in seiner Drehrichtung fortrückt. Hat daher, wie in unserer Abbildung, das Steigrad 30 Zähne, so entsprechen einer ganzen Umdrehung desselben 60 Pendelschwingungen, so dass sich leicht eine Secundenuhr herstellen lässt, deren Zeiger zwischen je zwei Secunden ruht, sobald man den Zeiger auf der Steigradachse befestigt und die Pendellänge gehörig anordnet.

Erwähnt werde noch, dass der Anker unserer Abbildung (Fig. 16) 11 Zähne und einen halben Zwischenraum umfasst (oder einen Bogen von 138 Grad), die halbe Entfernung zweier Zahnspitzen 6 Grad beträgt, wovon man 1,8 Grad zur Zahnspitzenstärke und für den sogenannten Abfall, die übrigen 4,2 Grad aber zur Stärke $gi = mp$ der Paletten nimmt. Ferner ist für diese Hemmung $\frac{1}{2}$ Grad Ruhe und 1 Grad Hebung für jede Palette angenommen, d. h. jeder der Hebungswinkel *gai* und *pam* beträgt 1 Grad. Die Vorderflächen der Zähne des Hemmungsrades sind um 10 Grad gegen die Bewegungsrichtung geneigt, um die Grösse der Berührungsfläche so viel wie möglich zu verringern; ferner ist auch eine krummlinige, rückwärts abfallende Begrenzung deshalb gebildet, um bei einer grösseren Zahnbreite den Eintritt der Paletten in die Zahnlücken möglich zu machen. Zur Verminderung der Reibuug belegt man (namentlich bei Thurmuhren) die Hebeflächen *gi* und *mp* der Paletten mit Achat oder harten Edelsteinen.

Als eine Abart der Graham'schen Ankerhemmung ist die sogenannte Stiftenhemmung von Lépaute[1]) zu betrachten.

Der Anker (b^2 Fig. 35) ist hierbei scheerenförmig gestaltet und beide Paletten kommen auf der nämlichen Seite des Hemmungsrades zum Angriffe. Das Hemmungsrad besitzt keine Zähne, sondern cylindrische Stifte, welche rechtwinklig zur Radebene gerichtet sind. Diese Hemmung ist sehr einfach,

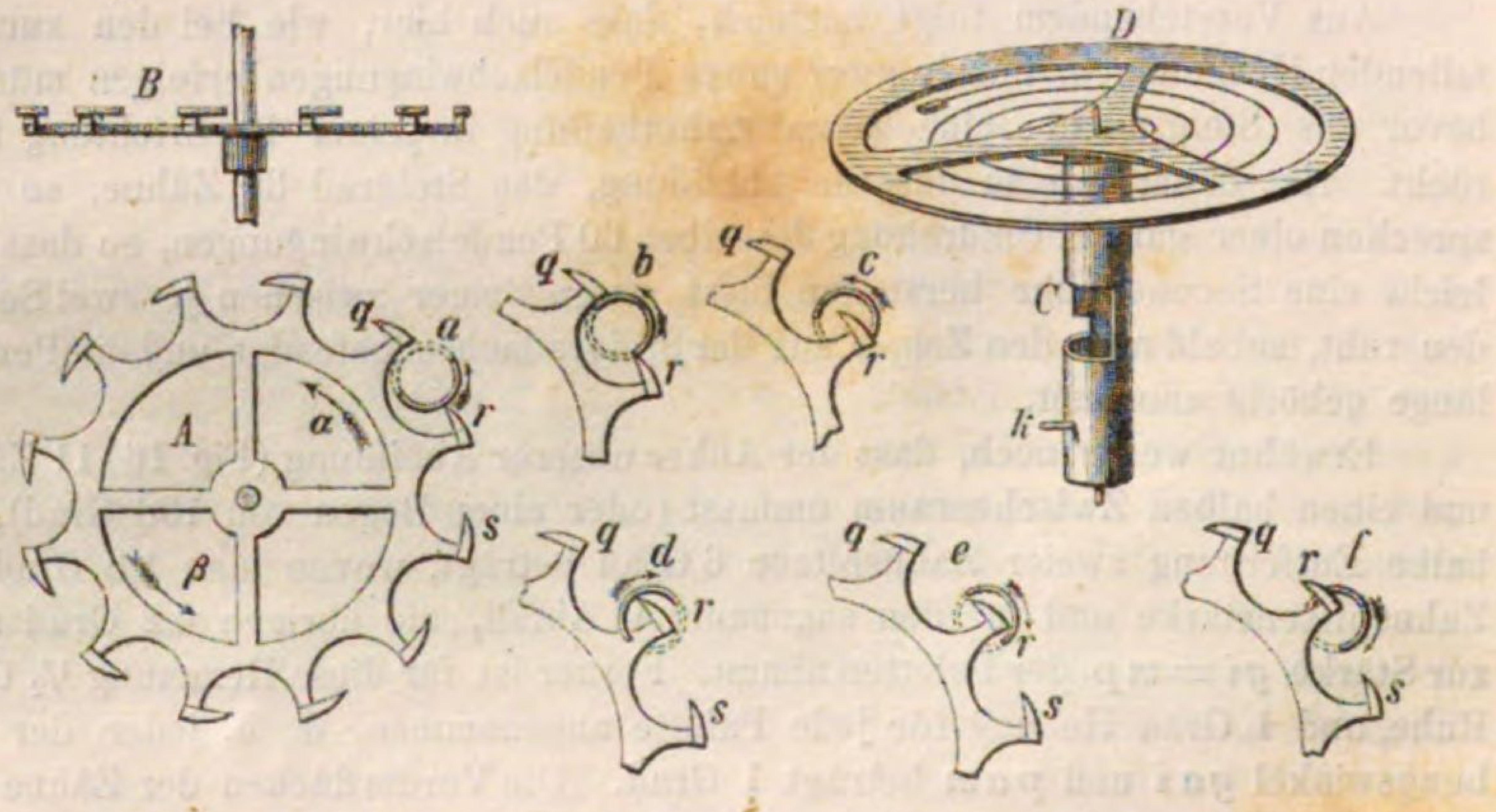
1) Lépaute war zugleich Verfasser eines zu seiner Zeit berühmten Werkes: Traité d'horlogerie, contenant tout ce qui est nécessaire pour bien connaître et pour régler les pendules et les montres etc. Paris 1755.

giebt einen ruhigen Gang und lässt einen grossen Spielraum des Ausschlages zu, weshalb sie sich besonders für Thurmuhren eignet[1]). Siehe die später folgende Fig. 35.

Die älteste, von Tompion (1695) erfundene und von Graham wesentlich verbesserte ruhende Hemmung für Unruhuhren ist die sogenannte Cylinderhemmung, welche Fig. 17 zur Beschreibung ihrer Construction und Wirkungsweise abgebildet ist[2]).

A stellt das Hemmungsrad im Grundrisse, *B* im Aufrisse, und zwar in der Lage dar, wie dessen keilförmige Zähne gegen den ausgeschnittenen Theil *C* des Hohlcylinders wirken, der die verkörperte Drehachse der Unruh *D* bildet und wobei in der Uhr das Hemmungsrad *B* zugleich die Stelle des Kronrades (*k* Fig. 6) einnimmt.

Fig. 17.



Der äussere Durchmesser des Cylinders *C* ist fast gleich der Entfernung zweier Zähne des Hemmungsrades, während der innere Durchmesser ein klein wenig grösser als die Länge eines Zahnes *s* ist, wobei ausserdem das Hemmungsrad eine solche Stellung erhält, dass die Mitte der Zähne in den Mittelpunkt des Cylinders *C* fällt.

Bemerkt werde noch, dass man die verticalen Schnittflächen der Ausschnittstelle *C* des Cylinders Lippen nennt und von der Wandung der linken Lippe noch so viel weggenommen ist, dass der Cylinder beim Spiele der Hemmung, wenn ein Zahn in seiner Höhlung steht, nicht an den betreffenden Arm des Zahnes stösst.

Endlich ist noch der Stift *k* zu erwähnen, welcher die Unruh hindert, weiter herum zu schwingen, als es überhaupt erforderlich ist.

Die Wirkungsart dieser Hemmung ist folgende:

1) Ausführliches über Lépaute's Hemmung und Modificationen derselben giebt Schindler in Prechtl's Technologischer Encyklopädie, Artikel „Uhren." Bd. 19. S. 348.

2) Nach Brix' Mechanik. Tafel II.

Wir nehmen an, dass die Unruh zufolge der auf sie einwirkenden Haupttriebkraft nach einer Seite hin den ganzen Elongationswinkel durchlaufen hat und soeben ihren Rückschwung in der bei *a* (Figurtheil *A*) beigezeichneten Pfeilrichtung beginnt, das Hemmungsrad aber sich im Sinne der Pfeile *α* und *β* dreht. In diesem Momente ist der Cylinder *a* von zwei Zähnen *q* und *r* umfasst, dem Zahn *r* der Eintritt in die Höhlung *C* (Figurtheil *A*) verwehrt und daher das Hemmungsrad vollständig in Ruhe versetzt. Der bemerkte Rückschwung der Unruh bringt den Cylinder bald in die bei *b* gezeichnete Stellung, wo die Zahnspitze *r* soeben die eine Ausschnittlippe berührt. Hierbei wird das Fortrücken des Hemmungsrades möglich und durch die Keilform des Zahnes *r* die Lippe derartig gedrückt, dass die Bewegung der Unruh eine beschleunigte wird, was die Stellung erzeugt, welche im Figurtheile *c* gezeichnet ist, bis endlich der Zahn *r* mit seiner Spitze an die innere Cylinderfläche stösst und das Hemmungsrad wieder zur Ruhe gelangt. (Man sehe Figurtheil *d*.)

Während letzteren Vorganges wurde die Spiralfeder zusammengewunden, die sich jedoch bald darauf wieder auszudehnen strebt, dadurch den Cylinder nach der entgegengesetsten Richtung, d. h. so dreht, wie Fig. *d* erkennen lässt, wonach die Stellung Fig. *e* und endlich die folgt, welche in Fig. *f* gezeichnet ist, wo der Zahn *r* an der zweiten Lippe des Cylinders *C* hinstreicht und vermöge der schiefen Ebene desselben die Drehung der Unruh in der Richtung beschleunigt, nach welcher dieselbe von der freigewordenen (sich loswickelnden) Spiralfeder gedreht wurde. Nach der Stellung *f* nehmen alle Theile wieder die Lage ein, welche Fig. *A* darstellt, d. h. das beschriebene Spiel wiederholt sich von Neuem.

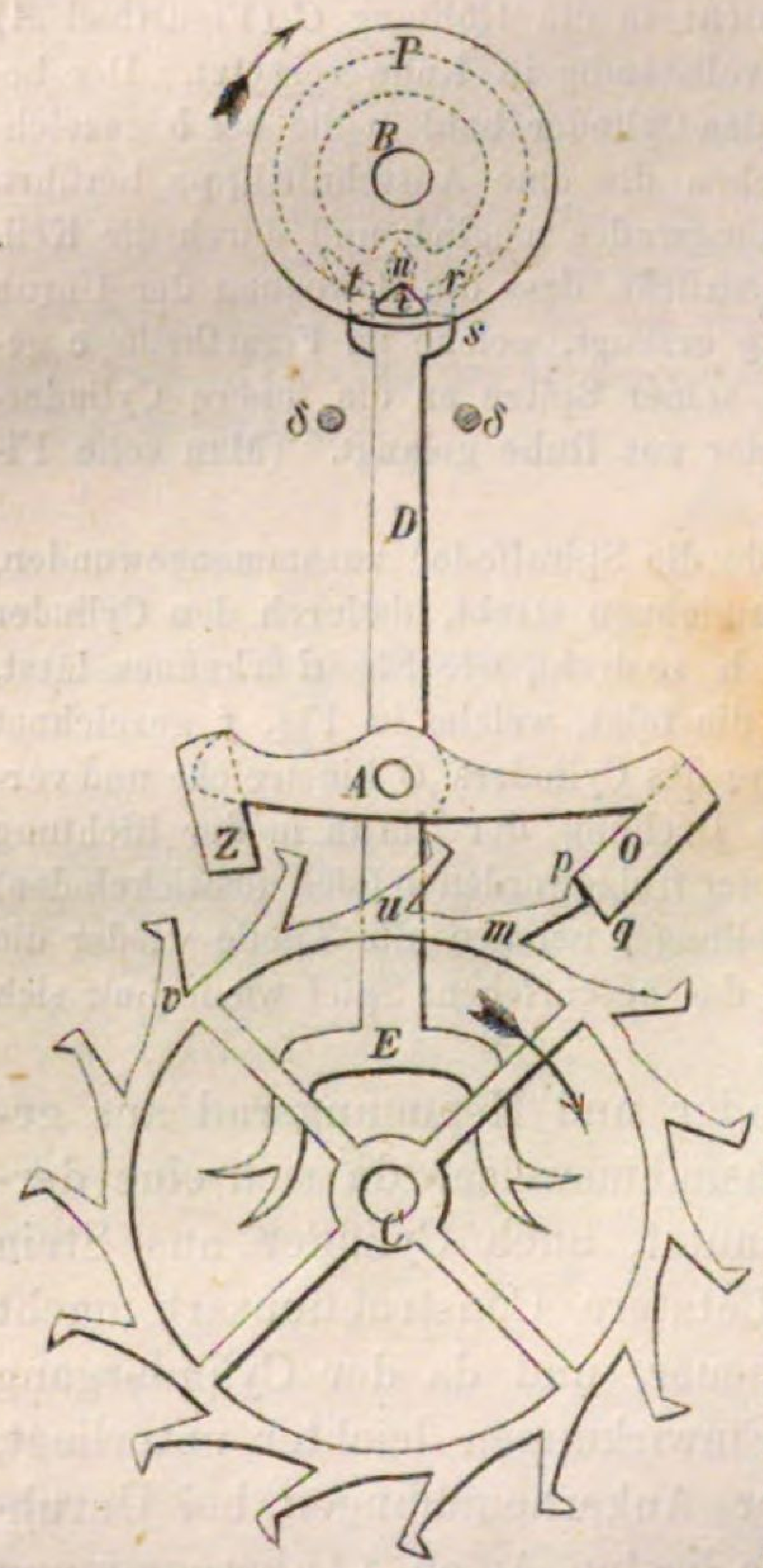
Gewöhnlich fertigt man Cylinder und Hemmungsrad aus gehärtetem Stahle, während man ausnahmsweise, da sich eine derartige Metallhemmung leicht abnutzt, auch Cylinder aus Stein (Rubin) in Anwendung bringt. Letztere Constructionsart macht aber die betreffende Uhr sehr theuer, und da der Cylindergang auch Störungen durch äussere Einwirkungen leichter unterliegt, so wendet man neuerdings lieber Ankerhemmungen bei Unruhuhren an, wovon Fig. 18 eine der besten Arten (Ankerhemmung in gerader Linie [1]) mit bedeckten Hebesteinen) darstellt.

Dabei ist *AOZ* der Anker, mit welchem ein doppeltarmiger Hebel *ADE*, die sogenannte Gabel, unabänderlich verbunden ist, beide zusammen aber um *A* drehbar gemacht sind. Die beiden Querstücke *O* und *Z* des Ankers bewirken Hebung oder Ruhe desselben, je nachdem sich die Zähne *m*, *u*, *v* etc. des Hemmungsrades gegen die schiefen Ebenen, wie *pq*, an den äussersten Enden von *O* und *Z* lehnen oder mit den Langseiten der letzteren in Berührung sind. Das obere Ende der Gabel *AD* hat drei Zinken oder Hörner *r*, *n* und *t*, wovon sich die beiden *r* und *t* in der Ebene des Ankers *AOZ* befinden, das dritte

1) Im Gegensatze der älteren Hemmung mit dem Anker an der Seite. Man sehe deshalb, sowie überhaupt, das bereits früher citirte und hier benutzte Werk von Martens, Beschreibung der Hemmungen. Cap. 4.

oder mittlere Horn (der sogenannte Sicherheitsmesser) *n* aber sich über diese Ebene erhebt und ihr parallel liegt. Der Arm *AE* der Gabel umfasst mit seinem äussersten Ende *E* zum Theil die Steigradwelle *C* und bildet eigentlich nur ein Gegengewicht, damit der Schwerpunkt des Systems in die Drehachse *A* zu liegen kommt.

Fig. 18.



Bevor die Wirkungsweise dieser Hemmung erörtert werden kann, hat man denjenigen Theilen noch Aufmerksamkeit zu schenken, die mit der Achse *B* der Unruh verbunden sind, welche letztere in der Abbildung weggelassen ist.

Vom untersten Unruhzapfen aus gerechnet ist auf der Welle *B* eine Scheibe *P* befestigt (parallel unter der Ebene *AD* liegend), welche einen Triebstift oder den sogenannten Hebestein *i* trägt, der sich hoch über der Ebene von *P* und zwar so weit erhebt, dass er von den beiden Hörnern *r* und *t* umfasst werden kann.

Noch höher als das obere Ende des Hebesteines *i* ist ferner auf der Welle *B* eine zweite kleinere, ebenfalls zu *P* parallele Scheibe oder Rolle angebracht, die in unserer Abbildung durch einen punktirten Kreis zwischen *B* und *P* angegeben ist. Diese Rolle ist mit einem bogenförmigen Ausschnitte versehen, in welchem beim ungestörten Gange der Uhr der sogenannte Sicherheitsmesser *n* frei spielen kann. Endlich sind noch zwei Ausschlagstifte *δ* vorhanden, welche die zulässige Ausdehnung der Bewegungen des Ankers und der Gabel bestimmen.

Zur Erklärung der Wirkungsweise dieser Hemmung beachte man zuerst, dass in unserer Zeichnung der Zahn *m* des Hemmungsrades soeben beginnt auf die Hebefläche *pq* des Ankerstückes *O* zu wirken. Hierdurch wird die Gabelseite *s* des Ankers oder das Horn *r* gegen den Hebestein *i* getrieben und dadurch der Unruh der erforderliche Ersatz an Umdrehkraft in einer Richtung ertheilt, welche der in Fig. 18 gezeichnete Pfeil angiebt. Hat der Zahn *m* die Hebefläche am Punkte *q* verlassen, so ist fast gleichzeitig das andere Ankerende *Z* in Berührung mit dem Zahne *v* des Hemmungsrades gelangt. Beginnt aber der Zahn *v* gegen die Hebefläche des Ankerstückes *Z* zu wirken, so wird auch das linke Horn *t* der Gabel *Ds* gegen den Hebestein *i* pressen, und zwar so lange, bis *v* und *Z* ausser Berührung gekommen sind, der folgende Zahn *u* auf den Arm *O* wirkt und die Unruh nach einer Richtung zur Umdrehung angeregt wird, welche der des Pfeiles bei *P* in Fig. 18 entgegengesetzt ist.

Der zungenförmige Sicherheitsmesser n verhindert es, dass die Unruh in ihrer Bewegung aufgehalten werden kann, wenn die Gabel AD in Folge zufälliger Auslösung (durch eine äussere Erschütterung in der Ebene der Gabel) ihre Stellung früher verlassen wollte, als der Hebestein i in den Ausschnitt zwischen den beiden Hörnern r und t zurückgekehrt ist[1])

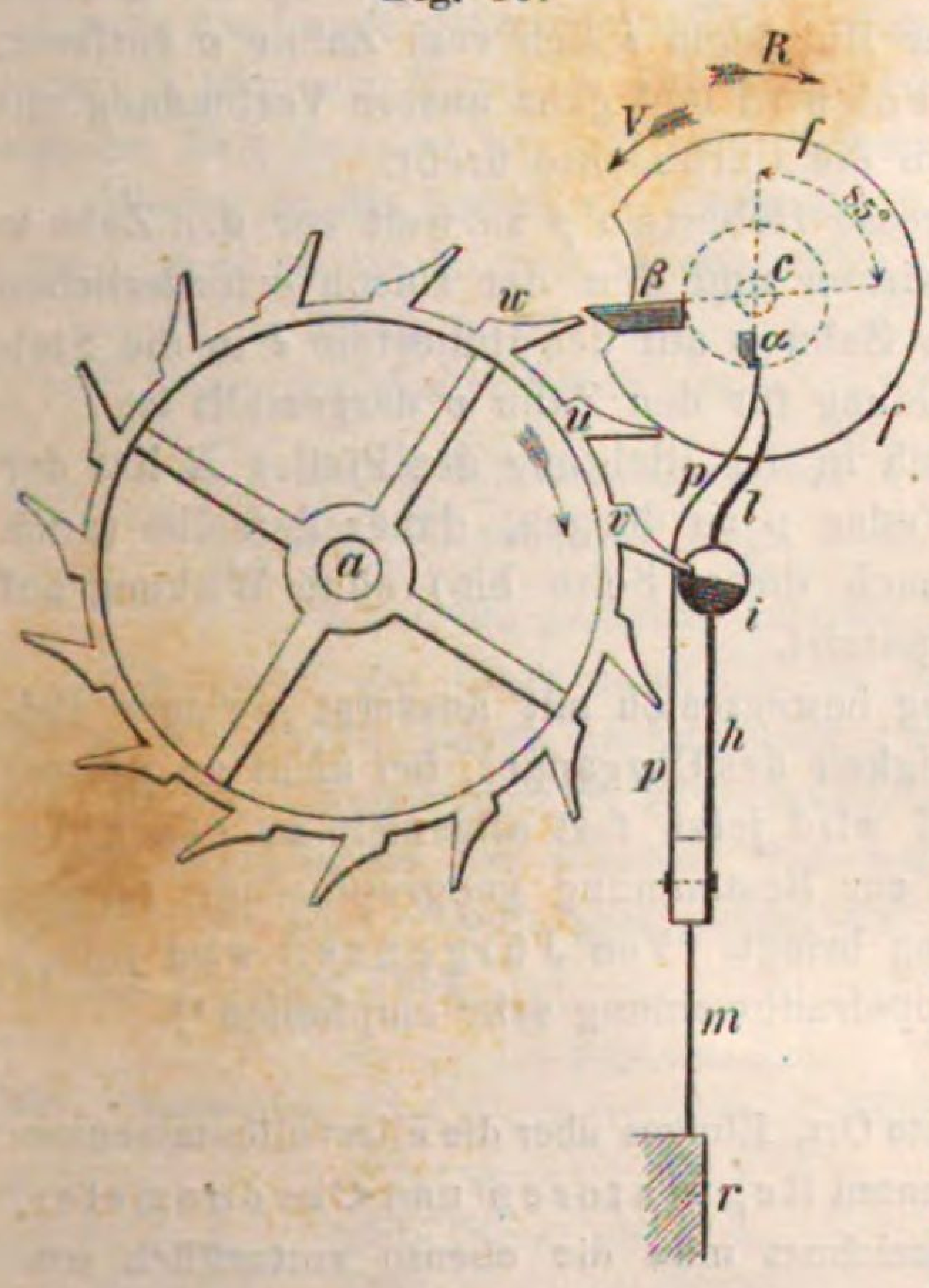
§. 19.

II. Freie Hemmungen und Hemmungen mit constanter Kraft.

Wir beginnen hier sogleich mit der Beschreibung einer der vorzüglichsten freien Federhemmungen für Unruhuhren und verweisen hinsichtlich derartiger Hemmungen zu Pendeluhren auf die unten bezeichnete Quelle[2]).

Es ist diese Fig. 19 abgebildete Hemmung von dem berühmten englischen Uhrenkünstler Earnshaw und von Martens verbessert[3]).

Fig. 19.



Die Drehachse des Hemmungsrades ist mit a, die der Unruh mit c bezeichnet. Auf der letzteren Achse sind ausser Unruh und Spiralfeder zwei in parallelen Ebenen über einander liegende Scheiben befestigt, wovon die grössere f den sogenannten grossen Hebestein β und die kleinere c den kleinen Hebestein α trägt.

Die radialen Verlängerungen der wirkenden Flächen beider Hebesteine bilden mit einander einen Winkel von 85 Grad.

Rechts vom Hemmungsrade sind bei r zwei Federn p und hl angebracht (die in einer einzigen Feder m zusammenlaufen), wovon die dickere hl die Hemmungsfeder ist und die dünnere p eine Auslösungsfeder bildet. An der Feder hl befindet sich ein etwas mehr als zur Hälfte ausgeschnittener kreisförmiger

1) Die Construction dieser Hemmung ist äusserst vollständig bei Martens a. a. O. S. 33 erörtert.

2) Jürgens, Die höhere Uhrmacherkunst. §. 183. S. 183. Der Verfasser erörtert hier genau den Entwurf und die Wirkungsweise einer sogenannten freien Doppelrad- oder (nach dem englischen Erfinder Duplex) Duplexhemmung. Dabei besteht das Hemmungsrad aus zwei über einander liegenden Rädern von verschiedenen Durchmessern, wovon das kleine das Stossrad, das grössere das Ruherad bildet.

3) Martens, Hemmungen. S. 84.

Stift oder Cylinder *i*, Ruhestein genannt, der sich so hoch über der Ebene der Federn *hl* und *p* erhebt, dass sich die Spitzen der Zähne *u*, *v*, *w* des Hemmungsrades zeitweise gegen denselben legen können und dadurch dies Rad zur Ruhe gelangt.

Beachtet man jetzt noch, dass gegen den grossen Hebestein *β* nur die Steigradzähne wirken können, sonst aber der Hebestein *β* bei den tiefer liegenden Federn *p* und *l* ungehindert vorbeigeht, wenn er mit der Unruh umläuft, und der kleine Hebestein *α* nur mit dem Ende *p* der Auslösungsfeder in Berührung kommt, so erklärt sich die Wirkungsweise dieser freien Federhemmung folgendermassen:

Der Zahn *v* des Hemmungsrades unserer Abbildung liegt auf dem Ruhesteine *i* und das Hemmungsrad ist an seiner Umdrehung gehindert, welche durch die Haupttriebkraft nach der bei *uv* gezeichneten Pfeilrichtung angeregt wird. Die Unruh und mit ihr die Scheiben *f* und *c* schwingen soeben nach der Richtung des Pfeiles *V* und der kleine Hebestein *α* beginnt auf das Ende der Auslösungsfeder *p* zu drücken. Bei der Fortdauer dieses Druckes wird die Feder *p* endlich derartig zur Seite geschoben, dass auch die Hemmungsfeder *h l* in diese Verschiebung hineingezogen wird, der Ruhestein *i* sich vom Zahne *v* entfernt, das Hemmungsrad dadurch völlig frei wird und ganz ausser Verbindung mit dem Systeme kommt, welches sich um die Unruhachse dreht.

Bald darauf wird jedoch der grosse Hebestein *β* so weit vor den Zahn *w* gerückt sein, dass dieser gegen *β* wirken und den der Unruh erforderlichen Impuls ertheilen kann, bis weiter der Zahn *u* auf den Ruhestein *i* in die Stellung gelangt, welche in unserer Abbildung für den Zahn *v* dargestellt ist.

Beim Zurückschwingen der Unruh in der Richtung des Pfeiles *R* hat der kleine Hebestein *α* nur die dünne Feder *p* zu biegen, daher derselbe (auch unterstützt von seiner Abrundung nach dieser Seite hin) ohne Wirkung auf die kräftigere Hemmungsfeder vorbeipassirt.

Die eben beschriebene Hemmung bewegt sich mit äusserst geringer Reibung, bewirkt eine grosse Regelmässigkeit des Uhrganges, bei nicht zu grosser Schwierigkeit in der Ausführung, und wird jetzt fast allgemein zu den Uhren (Chronometern) benutzt, welche man zur Bestimmung geographischer Längen bei Land- und Seereisen in Anwendung bringt. Von Jürgensen wird jedoch hierzu auch die sogenannte freie Doppelradhemmung sehr empfohlen [1]).

1) Jedenfalls ist hier der passendste Ort, Einiges über die allervollkommensten Uhren als Zeitmesser, über die sogenannten Regulatoren und Chronometer, anzuführen. Mit ersterem Namen bezeichnet man die ebenso vortrefflich construirten, wie sorgfältig ausgeführten Pendeluhren, welcher sich Astronomen und Physiker zu ihren genaueren Beobachtungen bedienen, während man unter der zweiten Benennung diejenigen Unruhuhren begreift, welche, auf bewegliche Körper, wie Schiffe und Wagen, gestellt, zur Ermittelung geographischer Längen benutzt werden.

Uhren von absoluter Gleichförmigkeit des Ganges gehören indessen unter allen Umständen zu den Unmöglichkeiten, weshalb man sich auch bei den Regulatoren und Chronometern mit der Anforderung begnügt, dass sie sämmtlich gleich viel, entweder vor der mittleren Zeit vorauseilen, oder hinter derselben zurückbleiben. Auf jeden Fall ist nothwendig, dass man wisse, wie viel die genaue Uhr täglich

Eine schöne freie Hemmung mit constanter Kraft beschreibt und lehrt Martens in seinem trefflichen Buche über „Die Hemmungen". S. 113. Dabei geht die Kraft, durch welche die Unruh in Schwingungen erhalten wird, von einer besonders vorhandenen Spiralfeder aus, welche durch die Haupttrieb-

voreilt oder zurückbleibt, was man den täglichen Gang des Regulators oder Chronometers nennt, sowie ebenfalls zu wissen erforderlich ist, wie viel er zu einer gewissen Zeit vor der mittleren Zeit voraus oder hinter derselben zurück ist, was der Stand der Uhr genannt wird.

Einige Beispiele werden diese Bemerkungen noch verständlicher machen.

Am 4. Januar irgend eines Jahres sei der Chronometer, indem er 4 Stunden zeigt, um 7 Minuten 38,4 Stunden hinter der mittleren Zeit zurück, und er bleibe täglich, d. i. jedesmal wenn sein Stundenzeiger 24 Stunden durchlaufen hat, 4,42 Secunden zurück, so ist für den 4. Januar 4 Uhr:

sein Stand $= + 7'38'',4$ und sein täglicher Gang $= + 4''24$.

Ein anderer Chronometer zeigte am 7. Juni 1 Uhr 4 Minuten 8,2 Secunden, und man fragt nach der mittleren Zeit, während man weiss, dass am 1. Juni Nachmittags 3 Uhr sein Stand — $1'40'',2$ (minus zeigt an, dass der Chronometer der mittleren Zeit voraus ist) und sein täglicher Gang $+ 10'',87$ war.

Hierbei ist die betreffende Rechnung folgende:

Vom 1. Juni 3^h bis 7. Juni 1^h sind $5^{11}/_{12}$ Tage verflossen,

also $+ 10,87 . 5^{11}/_{12} = 64'',3$. . . $= + 1'\ 4'',3$,
gegebener Stand $= - 1'40'',2$.

Stand zur fraglichen Zeit $= - 0'35'',9$.
Der Chronometer zeigt $= 1^h\ 4'\ 8'',2$,

daher die gesuchte mittlere Zeit . $= 1^h\ 3'32'',3$.

Wie wenig der Gang guter Chronometer von einer vollkommenen Regelmässigkeit abweicht, zeigen nachstehende Angaben (Professor Hansen's Abhandlung über die Chronometer S. 27 entnommen), die nicht ausgewählt, sondern aus den Tagebüchern der Altonaer Sternwarte, auf's Gerathewohl aufgeschlagen, abgeschrieben sind. Der Chronometer war von Kessels in Altona erbaut und trug die Nummer 1252.

			Täglicher Gang.				Täglicher Gang.
1827.	November	24. . .	$+ 1'',1$	1828.	September	29. . .	$+ 1'',1$
	„	25. . .	$+ 2'',2$		October	1. . .	$+ 1'',3$
	„	26. . .	$+ 2'',1$		„	3. . .	$+ 1'',4$
	„	27. . .	$+ 2'',0$		„	5. . .	$+ 1'',6$
	„	28. . .	$+ 2'',0$		„	7. . .	$+ 1'',6$
	„	29. . .	$+ 1'',9$		„	9. . .	$+ 1'',6$
	„	30. . .	$+ 1'',9$		„	13. . .	$+ 1'',8$
	December	1. . .	$+ 2'',3$		„	15. . .	$+ 1'',8$
	„	2. . .	$+ 2'',3$		„	17. . .	$+ 1'',8$
	„	3. . .	$+ 2'',1$		„	19. . .	$+ 1'',8$

Ein Dent'scher Chronometer gab nach einer amtlichen Prüfung auf der Greenwicher Sternwarte folgende Resultate (nach Dent's Schriftchen: „Ueber die Behandlung der Chronometer." S. 14):

kraft des Räderwerkes nach jedem Umschwunge von Frischem gespannt wird. Auf eine ähnliche, für Pendeluhren geeignete Anordnung kommen wir später zurück.

Gang des Chronometers Nr. 114.

1828.	August . . .	Mittlerer	Gang	+ 3",43	Grösste	Aenderung . .	0",7
„	September . .	„	„	+ 3",85	„	„ . .	1",7
„	October . . .	„	„	+ 3",73	„	„ . .	0",8
„	November . .	„	„	+ 3",87	„	„ . .	0",9
„	December . .	„	„	+ 3",93	„	„ . .	1",2
1829.	Januar . . .	„	„	+ 3",59	„	„ . .	1",4
„	Februar . . .	„	„	+ 3",59	„	„ . .	1",1
„	März	„	„	+ 3",74	„	„ . .	1",6
„	April	„	„	+ 3",60	„	„ . .	1",1
„	Mai	„	„	+ 3",58	„	„ . .	1",2
„	Juni	„	„	+ 3",77	„	„ . .	0",80
„	Juli	„	„	+ 3",97	„	„ . .	1",6
	Grösster Gang	Juli		3",97			
	Kleinster Gang . . .	August		3",43			

Variation in einem Jahre . . 0,54 Hunderttheile einer Secunde.

Die ersten zur Auffindung geographischer Längen auf der See brauchbaren Chronometer lieferte der englische Uhrenkünstler J. Harrison (geb. 1693, † 1776), der zugleich nach längeren Bemühungen einen Preis von 20000 Pfd. St. erhielt, welcher vom englischen Parlamente auf eine Uhr ausgesetzt worden war, mit Hülfe deren man geographische Längen auf dem Meere bis auf $1/2$ Grad (ein Kreisgrad gleich vier Zeitminuten) genau anzugeben im Stande sein würde.

Harrison's Uhr gab als grösste Abweichung bei einer sehr stürmischen Reise (147 Tage) von Jamaica nach England nur eine Abweichung von 1 Minute 5 Secunden, also lange noch nicht 2 Minuten in Zeit, welche dem halben Grad im Bogenmaass entsprechen würde.

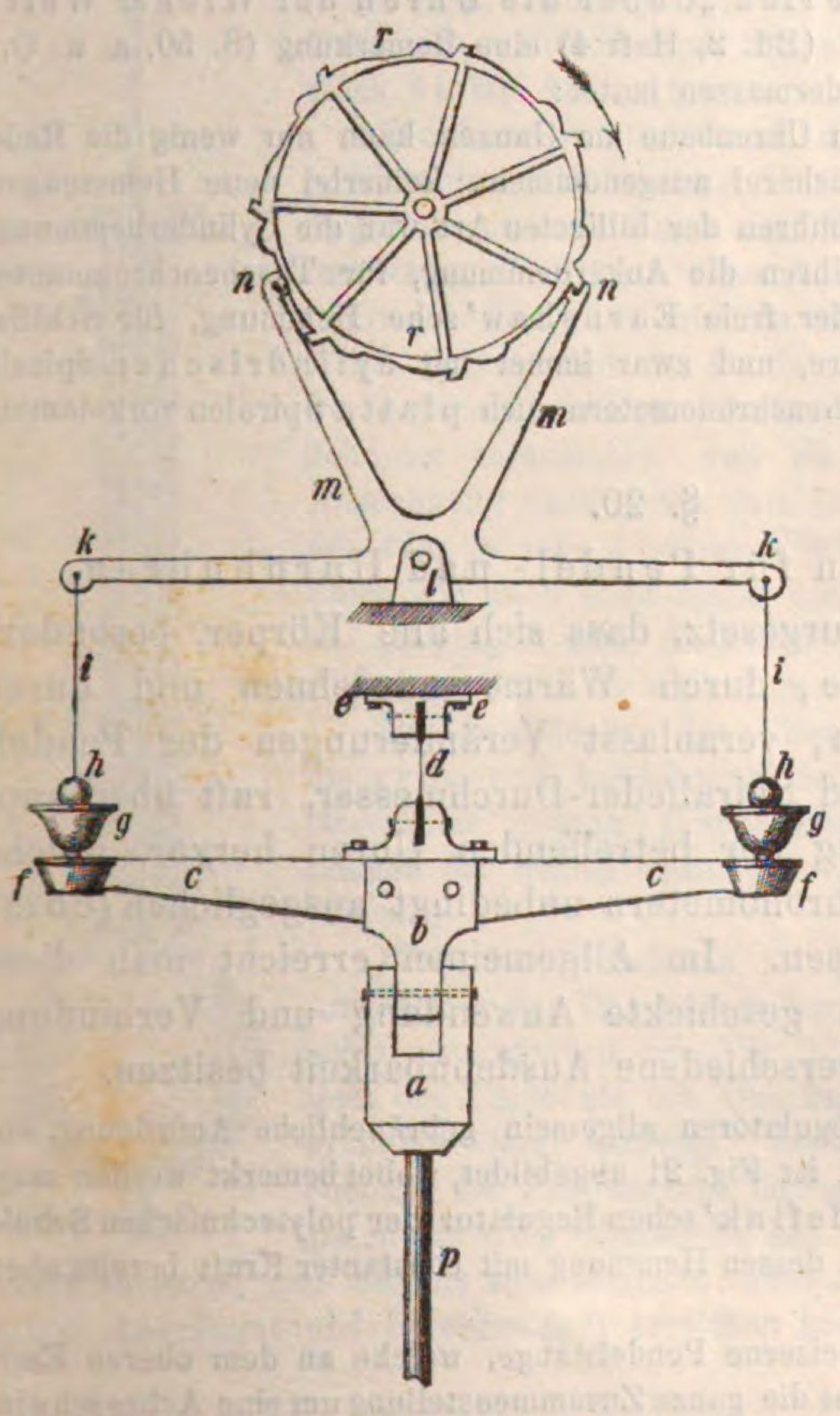
Nach Harrison lieferten besonders die französischen Uhrmacher Pierre le Roy (geb. 1717, † 1785) und F. Berthoud (geb. 1727, † 1807) treffliche Seeuhren, wobei man dem ersteren zugleich die Erfindung der freien Hemmung zuschreibt. Indessen wollte es diesen Künstlern nicht gelingen, die ausgezeichneten Chronometer, welche sie gebaut hatten, beliebig zu vervielfältigen, vielmehr gelang dies erst später Earnschaw und Arnold in London, sowie Bréguet in Paris, dem in neuester Zeit Jürgens in Kopenhagen, Kessels und Knoblich in Altona, Dent in London, Howü in Amsterdam, Bröking in Hamburg u. m. A. folgten.

Zur entsprechenden Vervollständigung der Literatur machen wir hier auf folgende, meist ältere Werke aufmerksam: Harrison, A description concerning such mechanism as will afford a nice or true mensuration of time. London 1775. — Le Roy, Precis etc. pour la détermination des longitudes en mer par la mesure artificielle du temps. Paris 1773. — Berthoud, Traité des horloges marines etc. Paris 1773. — Derselbe, De la mesure du temps etc. Paris 1787. — Derselbe, Traité des montres à longitude etc. Paris 1792. — Mudge, Description of the Timekeeper etc. London 1799. — Arnold, Explanations of Timekeepers. London 1805. — Earnschaw, Explanations of Timekeepers constructed by him.

Eine andere Hemmung mit constanter Kraft für Pendeluhren zeigt Fig 20.

Dieselbe rührt von dem Pariser Uhrmacher Winnerl her, ist nachher von Löhdefink in Hannover abgeändert und für die Maschinen-Modellsammlung der polytechnischen Schule zu Hannover bei einem Regulator in der Weise mit Erfolg ausgeführt worden, wie unsere Abbildung (Fig. 20) erkennen lässt.

Fig. 20.



Der Anker *kmn* nebst seinem Hemmungsrade *r* befindet sich ausser aller directer Verbindung mit dem Pendel *dap*, welches im festen Lager *e* an einer Stahlfeder *d* aufgehangen ist. Zwischen *d* und *a* hat man ein aus der Figur hinlänglich zu erkennendes zweiarmiges Stück *bcf* eingehängt, welches an seinen äussersten Enden Schälchen *g* trägt, deren Mitten von der Pendelachse gleich weit abstehen. Endlich hat man an den Enden *k* der gleicharmigen Ankerarme *kl* an Seidenfäden *i* kleine Metallkugeln *h* von ganz gleichem Gewichte aufgehängt.

Ist das Pendel durch entsprechende Erhebung mit der Hand aus der Gleichgewichtslage gebracht, so reicht der Impuls, welchen die betreffende Kugel *h* gegen das correspondirende Schälchen *g* am Pendelarme *c* ausübt, vollständig hin, dem Pendel so viel an Bewegungskraft zu ersetzen, als es bei jedem Schwunge durch Luftwiderstand und Reibung verlor.

Hiernach erkennt man leicht, dass die ganze Anordnung die Bedingung einer constanten Triebkraft für das Pendel dann erfüllt, wenn der Impuls, womit die Kugeln gegen die Arme *bc* wirken, stets derselbe ist und zwischen

London 1806. — Hansen, Ueber die Chronometer etc. Altona 1840. — Albrecht und Vierow, Lehrbuch der Navigation. Berlin 1854. §. 145 bis 154. (Besonders Chronometerberechnungen.)

Kugeln und Schälchen *g* die unter Umständen mögliche Adhäsion keine nachtheilige Rolle spielt.

Später bei den Schlagwerken der Uhren kommen wir auf die Hemmungen mit constanter Kraft nochmals zurück[1]).

Anmerkung. Wir benutzen hier die Gelegenheit, aus dem deutschen amtlichen Berichte des Dr. Frick „Ueber die Uhren der Wiener Welt-Ausstellung von 1873" (Bd. 2, Heft 4) eine Bemerkung (S. 50, a. a. O.) zu entlehnen, welche folgendermassen lautet:

„Von Fortschritten im Uhrenbaue im Ganzen kann nur wenig die Rede sein, da, die Grossuhrenmacherei ausgenommen, keinerlei neue Hemmungen versucht waren. Für Unruhuhren der billigsten Art war die Cylinderhemmung, für besser sein wollende Uhren die Ankerhemmung, für Taschenchronometer ebenfalls Ankerhemmung oder freie Earnshaw'sche Hemmung, für Schiffschronometer nur die letztere, und zwar immer mit cylindrischer Spirale verwendet, während in Taschenchronometern auch platte Spiralen vorkommen.

§. 20.

Compensationen für Pendel- und Unruhuhren.

Das bekannte Naturgesetz, dass sich alle Körper, besonders bemerkbar die Metalle, durch Wärme ausdehnen und durch Kälte zusammenziehen, veranlasst Veränderungen der Pendellängen, der Unruh- und Spiralfeder-Durchmesser, ruft überhaupt Einflüsse auf den Gang der betreffenden Uhren hervor, welche bei Regulatoren und Chronometern unbedingt ausgeglichen (compensirt) werden müssen. Im Allgemeinen erreicht man diese Compensationen durch geschickte Anwendung und Verbindung von Metallen, welche verschiedene Ausdehnbarkeit besitzen.

Eine derartige, bei Regulatoren allgemein gebräuchliche Anordnung, ein sogenanntes Rostpendel, ist Fig. 21 abgebildet, wobei bemerkt werden mag, dass solche an jenem Löhdefink'schen Regulator der polytechnischen Schule zu Hannover ausgeführt ist, dessen Hemmung mit constanter Kraft bereits oben beschrieben wurde.

Es ist *p* die schmiedeeiserne Pendelstange, welche an dem oberen Ende derartig aufgehangen ist, dass die ganze Zusammenstellung um eine Achse schwingen kann, welche auf der Bildebene der Figur rechtwinklig steht. *aa* sind zwei gleichfalls schmiedeeiserne Stäbe, deren Enden durch Stifte mit den äussersten Bügeln oder Querstäben *bb* und *cc* fest verbunden sind. *dd* sind zwei Zinkstäbe[2]), welche oberhalb am Querstabe *b b*, unterhalb aber an einem dritten

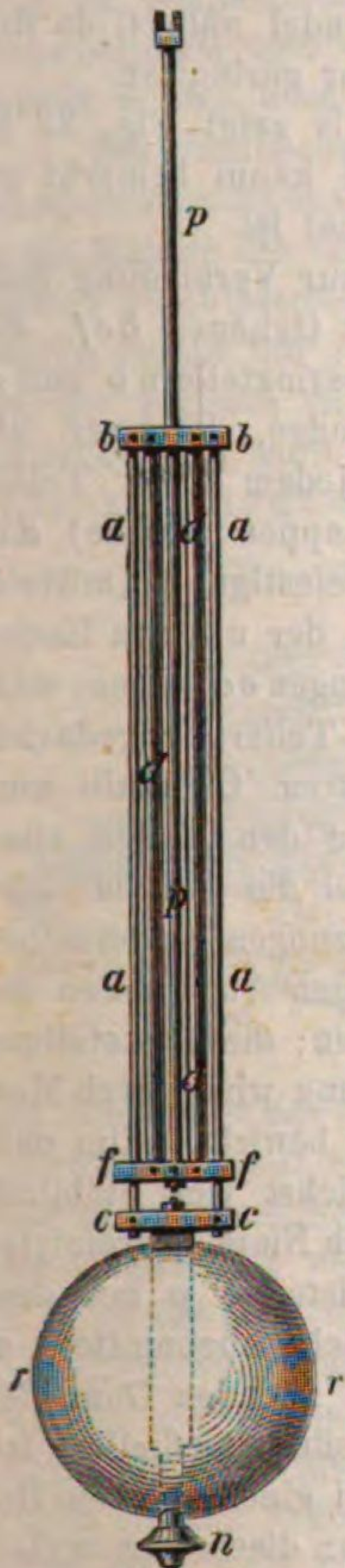
1) Nach der „Révue scientifique" Juni 1844 in Schreiber's Handbuch der Uhrmacherkunst S. 199 beschrieben.

2) Bei einer Erwärmung von 0° bis 100° C. beträgt die Ausdehnung des

Gusseisens 0,001111 $= \frac{1}{900}$

Schmiedeeisens (Stabeisen) . . . 0,001231 $= \frac{1}{812}$

Fig. 21.



Querstabe ff ebenfalls durch Stifte befestigt sind, während durch diesen Querstab f die Stäbe aa ganz ungehindert hindurchgehen können, weshalb in ff entsprechende Oeffnungen gebildet sind.

Uebrigens wird das Querstück ff von der Pendelstange p getragen, welche deshalb in der Mitte von f gehörig befestigt ist, während diese Stange p durch das obere Querstück bb frei hindurch tritt.

Die Linse r ist fest mit dem unteren Bügel cc verbunden, deren Höher- und Tieferstellen (als anderweitiges Regulirungsmittel) durch eine Stellschraube n bewirkt werden kann. Wie durch diese Anordnung die Pendellänge bei constanter Länge zu erhalten ist, wird fast von selbst klar. Dehnt sich nämlich die Pendelstange p nach unten aus, so werden die Zinkstäbe dd eine nach oben gerichtete Ausdehnung veranlassen, weil sie an der unabhängigen Ausdehnung nach unten vom Querstücke ff gehindert werden (das ja von p getragen wird), eine Ausdehnung der Stäbe dd nach oben nichts entgegensteht, als dass sie dabei gezwungen sind, die Stäbe aa und mit ihnen die Linse r nach aufwärts zu ziehen etc.

Die Ausdehnung der Eisenstäbe aa nach unten und die grössere Ausdehnung der Zinkstäbe dd nach oben lässt eine genaue Compensation zu, sobald man die Längen der beiden Gattungen von Stäben entsprechend anordnet[1]).

Eine der einfachsten Compensationen lässt sich mit Anwendung von Quecksilber herstellen (Quecksilberpendel), indem man nämlich, wie Fig. 22 zeigt, an der Pendelstange statt der Linse ein mit Quecksilber gefülltes Gefäss (gewöhnlich Glas) anbringt. Senkt sich hierbei durch Ausdehnung der Pendelstange das ganze Gefäss, so steigt zugleich die freie Oberfläche des darin befindlichen Quecksilbers aufwärts, und lässt es sich demnach wohl denken, wie man es bei gehöriger Anordnung und Berechnung[2]) erreichen kann, dass der Schwingungs-

Stahls (gehärtet)	0,001239	$= \frac{1}{807}$
Messings	0,001866	$= \frac{1}{535}$
Silbers	0,001908	$= \frac{1}{524}$
Zinks	0,002941	$= \frac{1}{340}$

1) Ueber die Berechnungen der erforderlichen Stablängen sehe man des Verfassers Hydromechanik. §. 47.

2) Hydromechanik. §. 48.

punkt eben so viel gehoben wird, als er sich durch Verlängerung der Pendelstange senkt. Ein derartiges Pendel bietet überdies den Vortheil, dass es sich sehr dem sogenannten einfachen (mathematischen) Pendel nähert, da die Masse der Stange im Verhältniss der Quecksilbermasse sehr gering ist.

Das Specielle der Anordnug eines Quecksilberpendels zeigt Fig. 22 in der Vorder- und Fig. 23 in der Seitenansicht, wobei wohl kaum bemerkt zu werden braucht, dass die Pendelstange p verkürzt gezeichnet ist.

Zur Aufnahme des Quecksilbergefässes a und resp. zur Verbindung desselben mit der Pendelstange p dient ein steigbügelförmiges Gehäuse bcf. Es besteht dies aus den Messingtellern b und c, wovon ersterer als Boden, letzterer als Deckplatte dient. An jedem dieser Teller befinden sich zwei Lappen (Oehre) dd, wovon die bei b zur Befestigung (mittelst Nieten oder Schrauben) der unteren Enden zweier eisernen Tragstangen ee dienen, während die Lappen des Tellers c gedachte Stangen frei hindurchlassen. Oberhalb werden die Stangen ee von den Enden eines Bügels f umfasst, wobei die Hülsen oder röhrenförmigen Fortsetzungen g desselben gleichzeitig zum gehörigen Aufdrücken des Tellers c benutzt werden; die Feststellung der gedachten Verbindung wird durch Muttern und Gegenmuttern bewirkt. Um endlich dem Ganzen möglichst viel Stabilität zu geben, ist zwischen b und c noch ein zweitheiliger, durch Nieten vereinigter Ring angebracht. Hinsichtlich der Verbindung der Pendelstange p mit dem Bügel f wird nur zu bemerken sein, dass von den beiden Schraubenmuttern m und n die letztere zugleich als weiteres Regulirungsmittel für den Gang der Uhr dient und zu diesem Ende auf ihrem Rande eine Theilung befindlich ist, n also überhaupt eine Mikrometerschraube bildet. Um bei einer solchen Regulirung die Drehung der Pendelstange zu verhindern, ist an dieser das metallene Querstück o befestigt, an dem Bügel f aber zwei Drähte, welche frei durch die Enden von o hindurchgehen [1]).

Fig. 22.

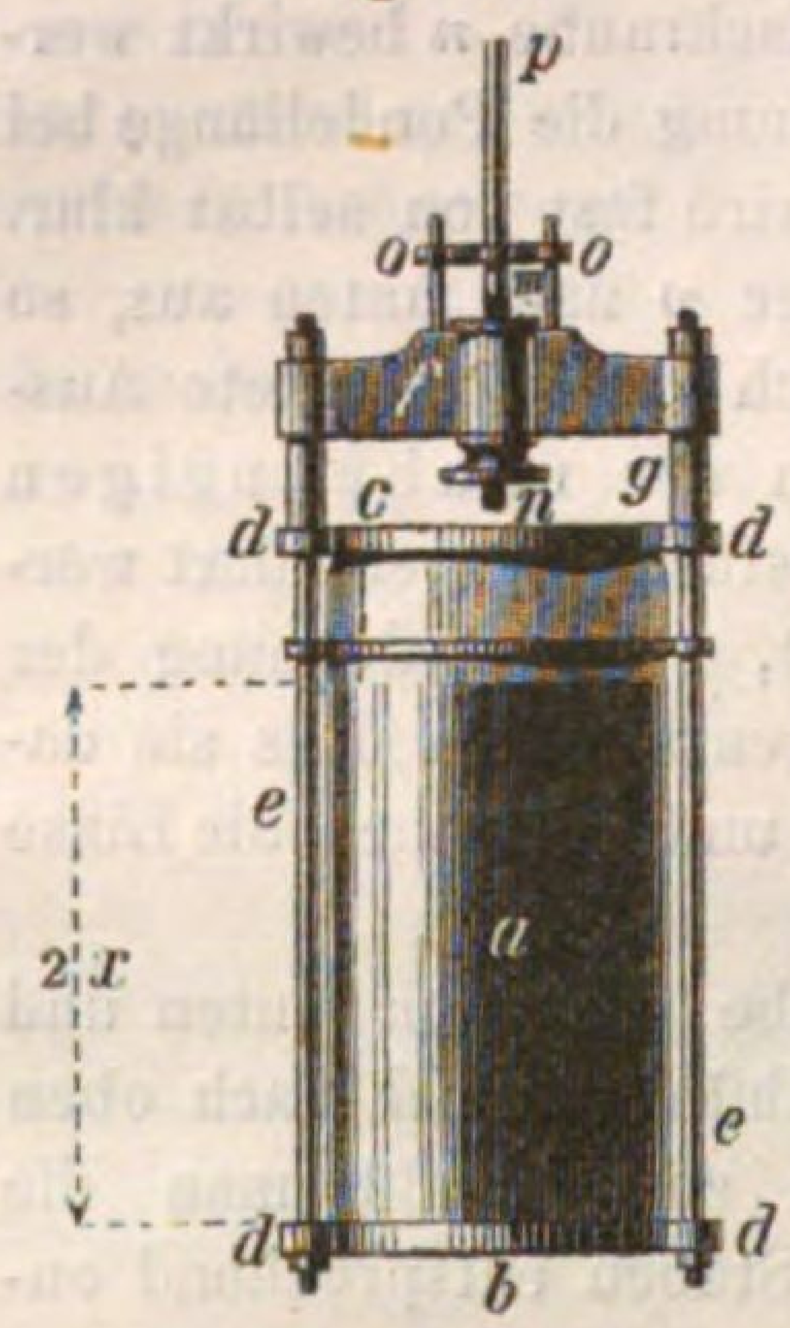


Fig. 23.



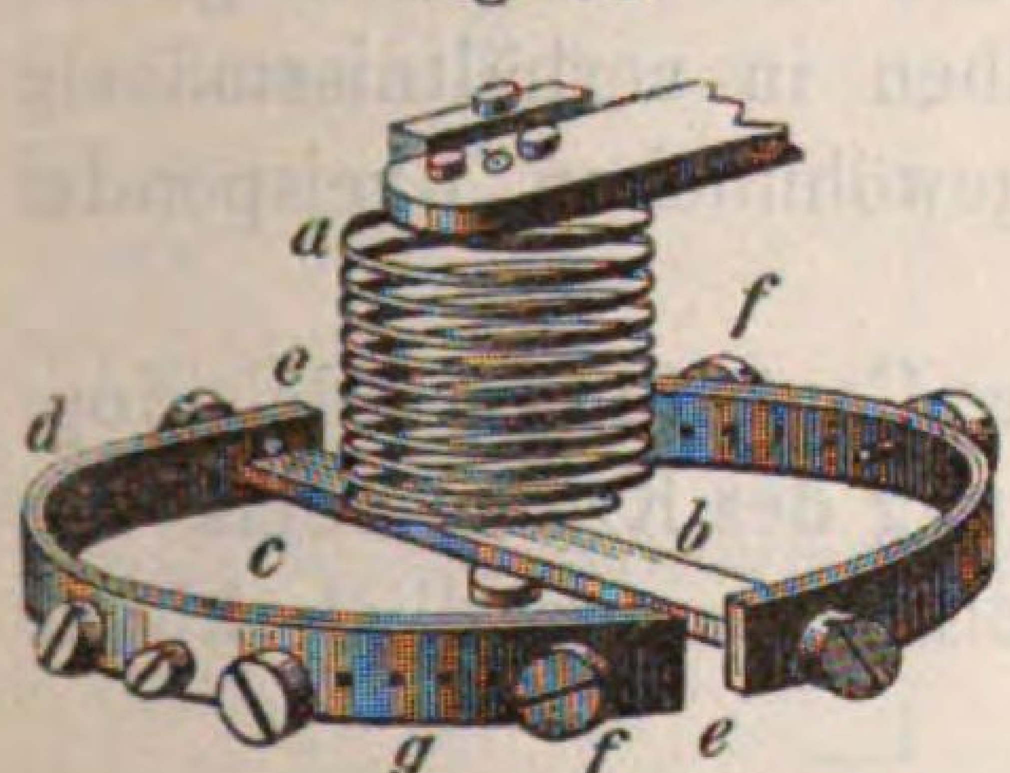
Bei den Chronometern wird, wie schon erwähnt, sowohl die Unruh, als auch die Spiralfeder durch die Temperaturveränderungen beeinträchtigt. Die elastische Kraft der Spiralfeder vermindert sich mit zunehmender Wärme, die Unruh wird vergrössert und durch beide Veränderungen zusammengenommen die Schwingungen derartig langsamer gemacht, dass eine Uhr ohne Compensation bei Temperaturveränderungen von 0° bis 36° C. in 24 Stunden bis zu 6 Minuten zurückbleiben kann.

1) Das Quecksilberpendel unserer Abbildung befindet sich an einem Regulator der polytechnischen Schule zu Hannover (von Bofenschen daselbst) und ist dabei die Höhe $2x = 0^{\mathrm{m}},1554$, während das Quecksilbergewicht 4,21 Kilogr. beträgt.

Die gewöhnlich bei Chronometern angewandte Unruhcompensation zeigt Fig. 24, wobei zugleich auf die wirksamere und gegen Berührungen bei grossen Schwingungsbogen vortheilhaftere cylindrische Spiralfeder *a* aufmerksam gemacht werden mag.

Der Unruhschwungring *d* ist aus zwei Streifen von verschiedenen Metallen, nämlich Messing ausserhalb und Stahl innerhalb, derartig zusammengelöthet, dass beide Metalle ein völliges Ganzes ausmachen. Ausserdem bildet der Schwungring keinen geschlossenen Körper, sondern er besteht aus zwei getrennten Theilen, wovon immer nur je ein Ende mit einem gemeinschaftlichen Stege *b* verbunden ist, der zugleich zur Befestigung der betreffenden Drehachse dient. Hiernach erkennt man bald, dass bei zunehmender Temperatur, weil das Metall, welches die grösste Ausdehnung besitzt, das äussere ist, die freien Enden der Unruhbogen sich mehr krümmen, also dem Mittelpunkte nähern, den Unruhdurchmesser verringern, einen schnelleren Gang bewirken und dadurch diejenige Ausgleichung erzeugen, welchen die Ausdehnung der Spiralfeder und die dadurch hervorgebrachte Verminderung ihrer elastischen Kraft erfordert. Bei abnehmender Temperatur suchen sich die Unruhbogen der geraden Form zu nähern, d. h. der Unruhdurchmesser wird vergrössert, die Schwingungen werden langsamer gemacht und die schnellere Bewegung compensirt, welche die durch Kälte zusammengezogene Spiralfeder sonst veranlasst haben würde. Die überdies vorhandenen Schrauben *f* bilden compensirende Massen, die man mehr oder weniger dem Mittelpunkte der Umdrehung nähern oder entfernen, oder auch an verschiedene Stellen, z. B. in die Löcher bei *g*, bringen kann, um für die grösseren oder geringeren Krümmungen noch eine besondere Correction in der Hand zu haben. Durch Massen wie *f* kann man natürlich auch unabhängig von Wärme und Kälte schnellere oder langsamere Schwingungen der Unruh erzeugen, d. h. man kann durch sie den sogenannten Rücker (Fig. 6 und 8) ersetzen, weshalb sie auch ganz richtig die regulirenden Massen der Unruh genannt werden.

Fig. 24.



Um den grösseren Luftwiderstand so viel als möglich zu verringern, welchen Compensationsunruhen gegenüber gewöhnlichen Unruhen veranlassen, giebt man den zur Compensation dienenden Gewichten *a* (Fig. 25) die ovale Form, wobei diese Gewichte zugleich an beliebigen Stellen der Reifen *s* durch Stifte gehalten werden. Zu bemerken möchte endlich noch sein, dass die überdies vorhandenen Correctionsschrauben *b* und *d* auf den von inwendig in den Reif *s* festgeschraubten Gewinden *g* stellbar angeordnet sind.

Fig. 25.



Eine Verminderung des Luftwiderstandes ist auch dadurch zu bewirken, dass man die compensirenden Massen *aa* aus Material von grossem specifischen Gewichte, z. B. aus Gold oder Platin, herstellt.

§. 21.

Uhren mit Centrifugal- oder Kegelpendel [1]).

Hier am Schlusse unserer Betrachtungen über die Gehwerke der Uhren, welche zum Messen der Zeit bestimmt sind, müssen wir noch einer besonderen Gattung von Pendeluhren, nämlich derjenigen gedenken, wobei das Pendel bei seinen Schwingungen nicht in verticaler Ebene liegende Kreisbogen, sondern den Mantel eines Kegels, oder sein sogenannter Schwingungspunkt horizontal liegende Kreisbogen beschreibt.

Ein solches Pendel hat die Eigenthümlichkeit, dass seine Bewegung durchaus gleichförmig ist, so dass es nicht allein ganze Bogen, sondern auch jeden Theil derselben in verhältnissmässig gleicher Zeit durchläuft, was bei dem gewöhnlichen Kreispendel (S. 38) bekanntlich nicht der Fall ist.

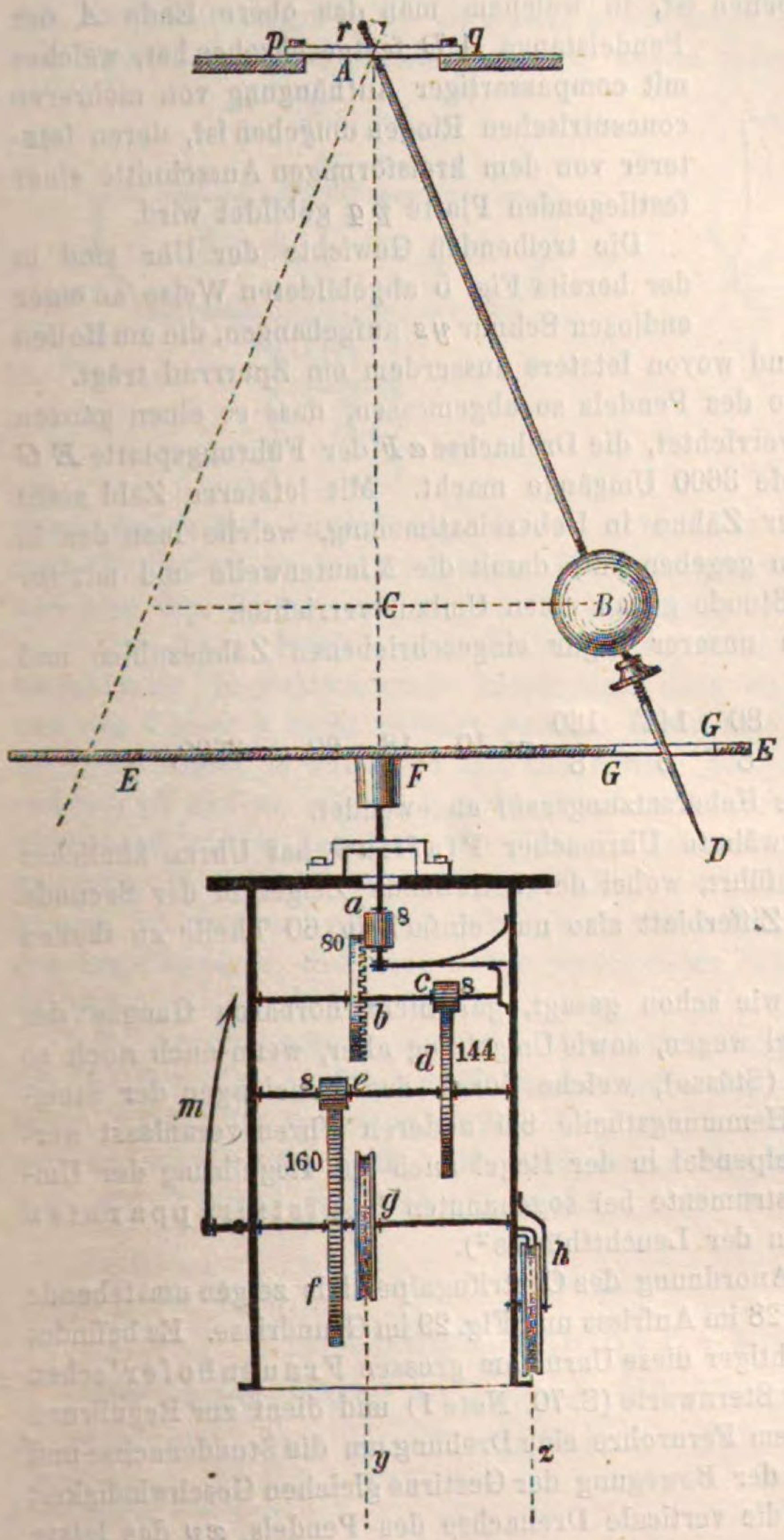
Dabei ist die Zeit eines Umlaufes des Centrifugalpendels doppelt so gross, als die Zeit einer Schwingung des Kreispendels von gleicher Länge, vorausgesetzt; dass letzteres unendlich kleine Bogen durchläuft [2]).

Etwas beeinträchtigt wird der Vortheil grosser Gleichförmigkeit der Umdrehungsbewegung dieser Pendel dadurch, dass sie einen vorzüglich festen und richtigen Stand erfordern, sowie dass die Aufhängung der Pendelstange einige Schwierigkeiten bereitet. Es muss sich nämlich ein solches Pendel um den Aufhängepunkt nicht allein in einer Ebene, sondern durchaus nach jeder beliebigen Richtung frei herumdrehen lassen, so zwar, als ob der schwere Punkt nicht an einer festen Stange, sondern an

1) Gilbert, Ann. der Physik. Bd. 16. S. 494. — Struve, Beschreibung des Frauenhofer'schen Refractors auf der Dorpater Sternwarte. S. 6. (Das Uhrwerk.) Dorpat 1825. — Brewer, Die Lehre von der Bewegung fester Körper. S. 169. Düsseldorf 1830. — Benzenberg, Die Sternschnuppen. §. 126. (Die Tertienuhr von Pfaffius mit einem rundgehenden Pendel.) — Airy, Account of the Northumberland Equatorial. P. 23. (The regulating part of the clock work.) Cambridge 1844. — Peters, Der galvanische Registrirapparat der Altonaer Sternwarte. S. 2. Altona 1858. — Denison, Clocks and Watches. P. 29. (Conical Pendulum.) Fourth Ed. London 1860. — Marbach, Physikalisches Lexikon, Artikel „Heliostat". S. 785. Beschreibung des Knoblich'schen Registrirapparates der Sternwarte in Leiden. Annalen der Leidener Sternwarte. 2. Bd. (1870) S. 6.

2) Ist $l = AB$ (Fig. 26), d. i. die Entfernung des Aufhängepunktes eines Centrifugalpendels vom Schwingungspunkte, so erhält man für die Zeit t eines Umlaufes die Gleichung: $t = 2\pi\sqrt{\frac{l \cos. \alpha}{g}}$, wobei α den Winkel bezeichnet, welchen die Pendelstange mit der Verticalen bildet.

Fig. 26.



einem vollkommen biegsamen Faden aufgehangen wäre[1]).

Fig. 26 zeigt eine Uhr mit Centrifugalpendel, wie sie der Uhrmacher Möbius in Hannover für die polytechnische Schule daselbst ausgeführt hat und wobei jede Art von Hemmung weggelassen, vielmehr die Anordnung so getroffen ist, dass in dem Maasse, wie die Acceleration der niedersinkenden Gewichte, also auch die Schnelligkeit der Umdrehung, zunimmt, sich ebenfalls der Kegelwinkel CAB vergrössert, folglich die Zeit einer Umdrehung constant bleibt[2]).

Ausser der höchsten Constructionseinfachheit hat diese Uhr noch den Vortheil, dass sie beim Aufziehen der Gewichte nicht stillsteht und dass man ihren Gang gar nicht hört, da das gewöhnliche Anschlagen an die Zähne eines Steigrades ganz wegfällt.

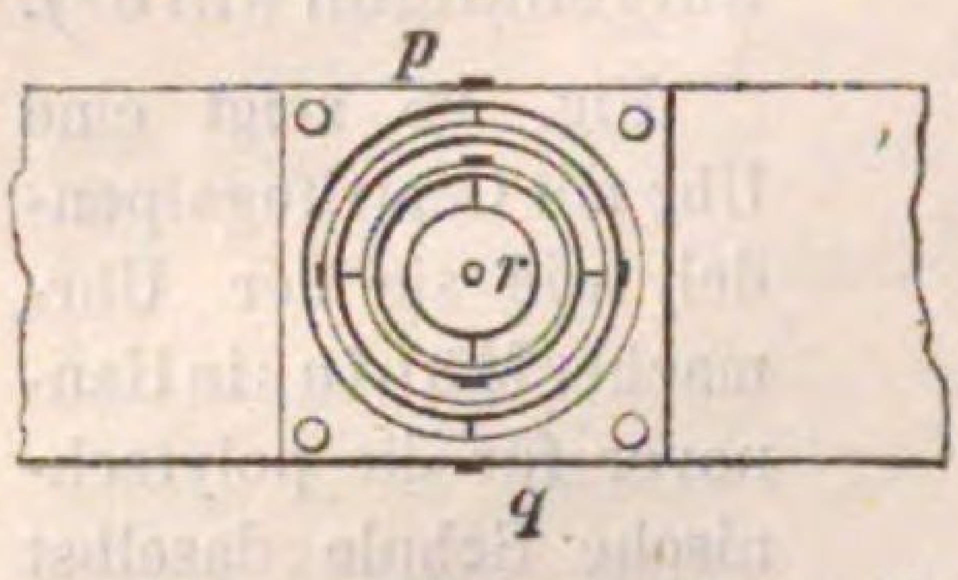
Die Art der Aufhängung unseres rundgehenden Pendels zeigt

1) Huyghens hat bereits in seinem berühmten Werke: „Horlogium oscillatorium" (Parisiis 1673) das Centrifugalpendel mit Federaufhängung als Regulirungsmittel für Uhren in Vorschlag gebracht. Derartige Pendel mit fester Stange und Aufhängung in zwei Schneiden scheint zuerst um das Jahr 1803 (man sehe das vorher citirte Benzenberg'sche Werk) der Uhrmacher Pfaffius in Wesel mehrfach mit Erfolg ausgeführt zu haben.

2) Man sehe deshalb die vorher angeführte Formel für die Umdrehzeit des Pendels.

insbesondere noch die Abbildung der betreffenden Stellen von oben Fig. 27, wo r ein kreisförmiges Scheibchen ist, in welchem man das obere Ende A der Pendelstange AD festgeschroben hat, welches mit compassartiger Aufhängung von mehreren concentrischen Ringen umgeben ist, deren letzterer von dem kreisförmigen Ausschnitte einer festliegenden Platte pq gebildet wird.

Fig. 27.



Die treibenden Gewichte der Uhr sind in der bereits Fig. 5 abgebildeten Weise an einer endlosen Schnur yz aufgehangen, die um Rollen g und h geschlungen ist und wovon letztere ausserdem ein Sperrrad trägt.

Endlich ist die Länge des Pendels so abgemessen, dass es einen ganzen Umlauf in einer Secunde verrichtet, die Drehachse aF der Führungsplatte EG des Pendels also pro Stunde 3600 Umgänge macht. Mit letzterer Zahl steht daher auch die Menge der Zähne in Uebereinstimmung, welche man den in einander greifenden Rädern gegeben hat, damit die Minutenwelle und mit ihr der Minutenzeiger m pro Stunde genau einen Umlauf verrichtet.

Entsprechend den in unserer Figur eingeschriebenen Zähnezahlen und Buchstaben ist nämlich:

$$\frac{b}{a} \cdot \frac{d}{c} \cdot \frac{f}{e} = \frac{80}{8} \cdot \frac{144}{8} \cdot \frac{160}{8} = 10 \cdot 18 \cdot 20 = 3600,$$

ganz richtig als sogenannte Uebersetzungszahl angewendet.

Der bereits vorher erwähnte Uhrmacher Pfaffius hat Uhren ähnlicher Art als Tertienuhren ausgeführt, wobei der betreffende Zeiger in der Secunde einen Umlauf machte, das Zifferblatt also nur einfach in 60 Theile zu theilen war u. s. w. [1]).

Des höchst ruhigen, wie schon gesagt, gar nicht hörbaren Ganges der Uhren mit Centrifugalpendel wegen, sowie Umgehung aller, wenn auch noch so geringen Erschütterungen (Stösse), welche durch das Anschlagen der Steigradzähne oder sonstiger Hemmungstheile bei anderen Uhren veranlasst werden, benutzt man die Kegelpendel in der Regel auch zur Regulirung der Umdrehung astronomischer Instrumente bei sogenannten Registrirapparaten oder bei den Drehfeuern der Leuchtthürme [2]).

Eine eigenthümliche Anordnung des Centrifugalpendels zeigen umstehende Abbildungen, und zwar Fig. 28 im Aufrisss und Fig. 29 im Grundrisse. Es befindet sich dieses Pendel oder richtiger diese Unruh am grossen Frauenhofer'schen Refractor auf der Dorpater Sternwarte (S. 70, Note 1) und dient zur Regulirung des Uhrwerkes, womit diesem Fernrohre eine Drehung um die Stundenachse und zwar mit einer constanten, der Bewegung der Gestirne gleichen Geschwindigkeit ertheilt wird. Dabei ist a die verticale Drehachse des Pendels, xy das letzte

1) Man sehe hierüber das bereits citirte Werk Benzenberg's. S. 301.

2) Crelle, Journal für die Baukunst. Bd. 29 u. 30. — Illustrated Catalogue of the great Exhibition. Part II. Cl. 7. P. 318. — Letourneau et Comp., Constructeur de phares lenticulaires, système de Fresnel, Autograph. rapports etc. 1849. 1850. — Cyclopaedia of useful arts. Vol. II. P. 184. (Lighthouse.) London 1854.

Räderpaar, welches die Bewegung von der Triebkraft der Uhr (Gewichte) auf das Pendel überträgt[1]), ab sind zwei gleich lange Arme aus dünnem Messing mit daran befestigten Kniestücken bc, wovon jedes eine Feder ce trägt, an

Fig. 28.

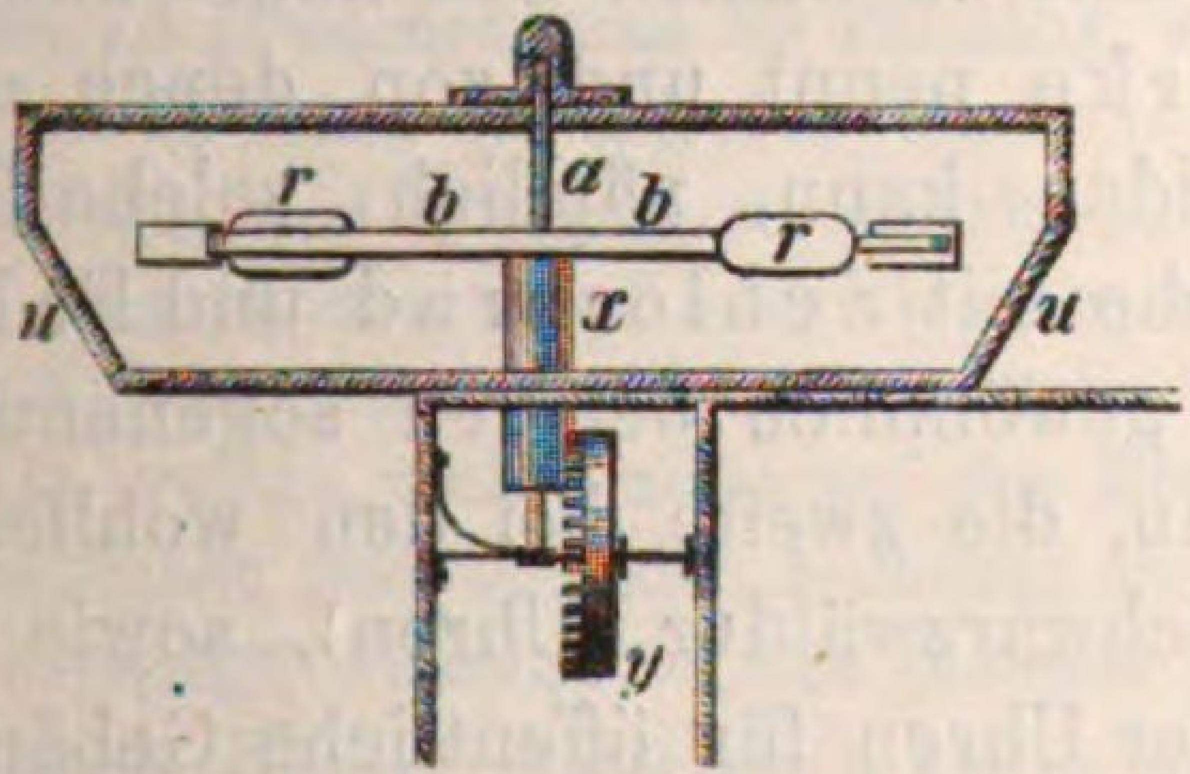
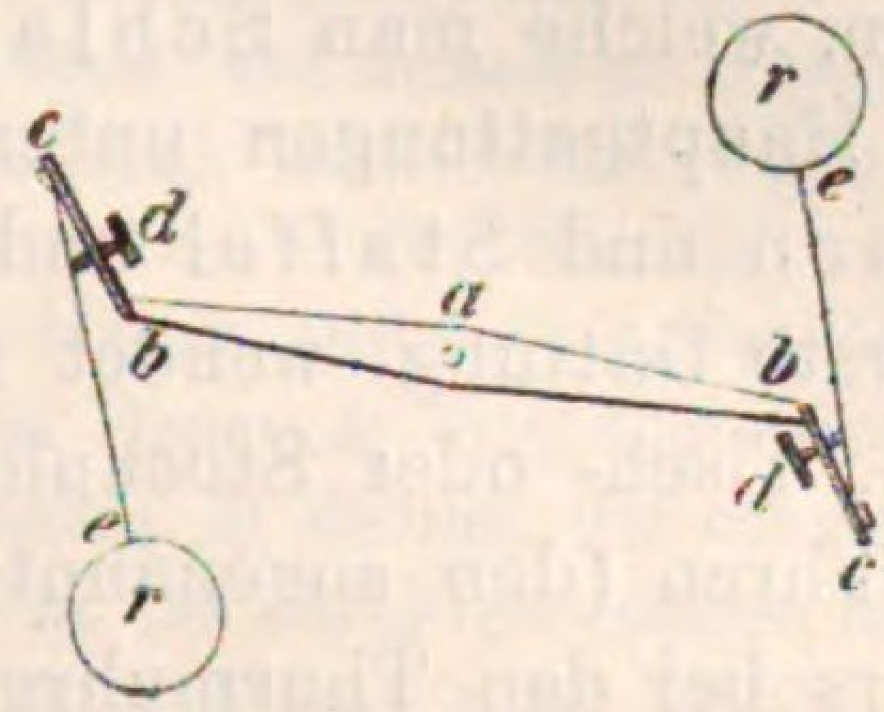


Fig. 29.



deren Enden sich linsenförmige Massen r befinden. Mittelst Schrauben d kann man die Federn bc in verschiedene Entfernungen von der Drehachse bringen und eine dem Zwecke entsprechende Regulirung bewirken.

Der ganze Pendel- oder Unruhapparat wird nun von einem Gehäuse u umschlossen, in welches er so hineinpasst, dass im Ruhezustande die Wände von den Linsen r nicht berührt werden. Dreht man jedoch das Pendel schnell um seine Achse, so entfernen sich die Linsen entsprechend vom Centrum und reiben sich endlich an den inneren Wänden des Gehäuses u. Dieser Reibungswiderstand ist der Regulator der Uhr, die desto schneller geht, je kleiner der bemerkte Widerstand ist, und umgekehrt. Um daher den Gang der Uhr zu ändern, ist blos erforderlich, die Linsen etwas niedriger oder höher zwischen den kegelförmigen, sich nach unten verengenden Wänden des Gehäuses laufen zu lassen.

Bei neueren astronomischen Instrumenten, beispielsweise bei dem vorher (S. 70, Note 1) angeführten Northumberland Aequatoriale zu Cambridge[2]), sowie bei den Instrumenten, welche Repsolds in Hamburg bauen, verwendet man conische Pendel ähnlich der Art, wie solche bei Dampfmaschinen vorkommen, wovon später die Rede sein wird.

§. 22.

Schlagwerke der Uhren[3]).

Bei vielen Uhren zu Privat- und öffentlichen Zwecken reicht es nicht aus, dass sie die verflossene Zeit zufolge der gleichför-

1) In der Zeichnung ist das Getriebe des nächstfolgenden Räderpaares, welches mit y auf derselben Welle befestigt ist, weggelassen.

2) Unsere Quelle enthält (Plate XI. Fig. 33) ziemlich gute, nach Maasse gezeichnete Abbildungen des betreffenden Centrifugal-Regulators (Regulator of clock work).

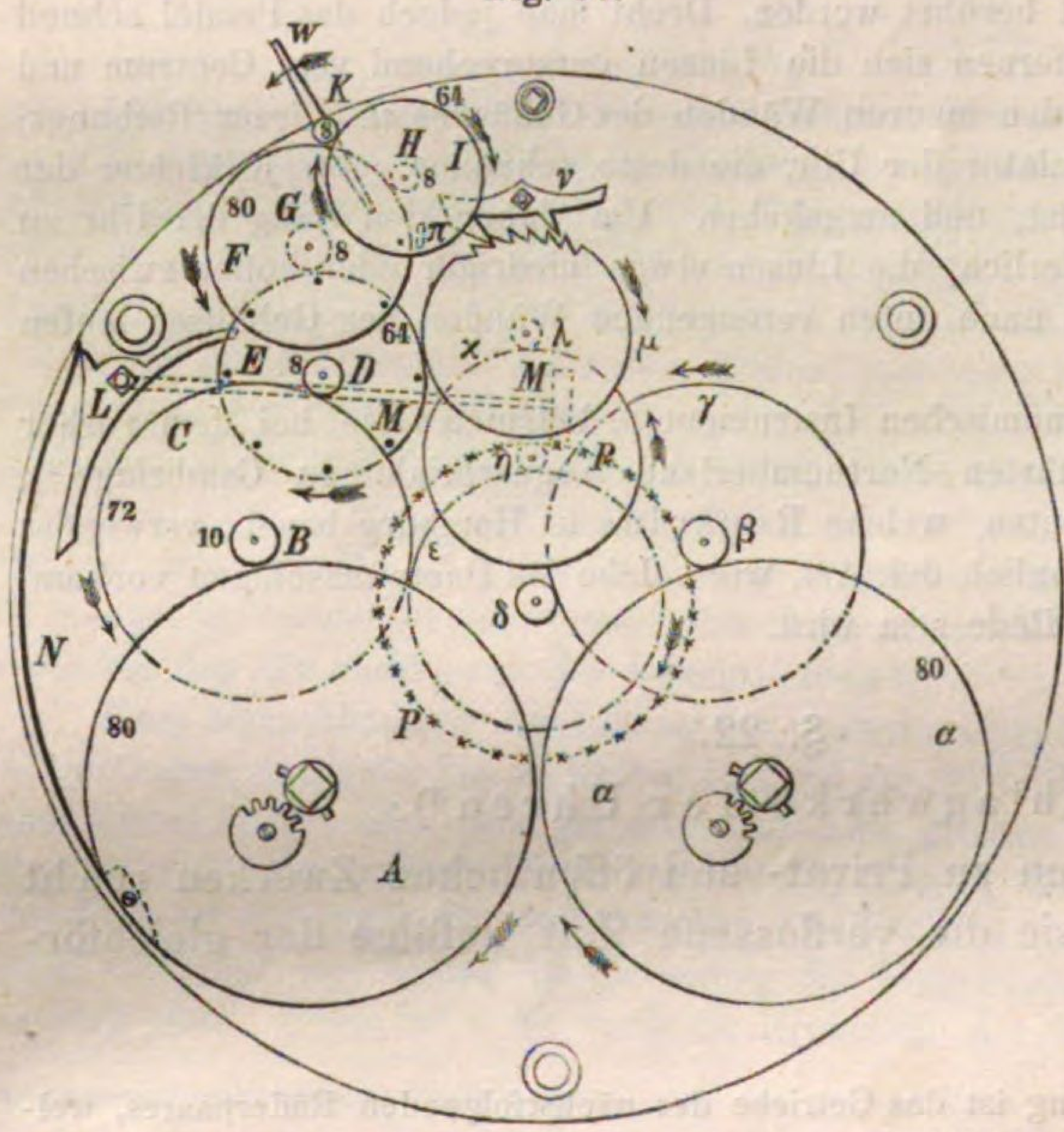
3) Rees, The Cyclopaedia, Artikel „Horlogy". Plates Vol. II. — Brix, Mechanik fester Körper. §. 42. — Wagner, Bulletin de la Soc. d'encouragement. — Mannhardt, Kunst- und Gewerbeblatt für das Königreich Bayern. 1858.

migen Bewegung ihrer Zeiger auf einem entsprechend eingetheilten Zifferblatte erkennen lassen, sondern man verlangt noch, dass sie diese Zeit auch durch Schlagen eines Hammers auf eine Glocke oder Stahlfeder hörbar machen. Hierzu dienen besondere Mechanismen, welche man Schlagwerke nennt und von denen man zwei Hauptgattungen unterscheiden kann, nämlich solche mit Rechen und Staffel und solche mit Schlossrad und Falle. Die erste Gattung wendet man gewöhnlich bei den sogenannten Stutz-, Tisch- oder Stockuhren an, die zweite bei den wohlfeilen Wanduhren (den sogenannten Schwarzwälder Uhren), sowie besonders bei den Thurmuhren oder Uhren für öffentliche Gebäude.

Schlagwerk mit Rechen und Staffel.

Ein Stundenschlagwerk mit Rechen und Staffel ist Fig. 30 und 31 abgebildet, und zwar zeigt die erstere Figur das erforderliche Trieb- und Räderwerk, das Laufwerk, und die zweite Figur die sogenannte Anrichtung (Catrature).

Fig. 30.



Sowohl für das Gang- als Schlagwerk ist hier die Triebkraft eine Feder, welche in sogenannten verzahnten Federhäusern (§. 16) eingeschlossen ist, wovon das des Gangwerkes in Fig. 30 mit α, das des Schlagwerkes mit A bezeichnet ist. Die Anordnung und Verhältnisse der erforderlichen verzahnten Räder ($\alpha, \gamma, \varepsilon, \varkappa$) und der zugehörigen Getriebe (β, δ, η und λ) bis zum Steigrade μ mit dem Clement-schen Haken ν, zum Betriebe des auf der

Bd. 36. S. 272. — Denison, Clocks and Watches and Bells. P. 161. — Schindler, Prechtl's Technolog. Encyklopädie. §. 56. Bd. 19. S. 415. — Schreiber, Vollständiges Handbuch der Uhrmacherkunst. 3. Aufl. 1860. S. 261. — Heidner, „Die Schule des Uhrmachers." Abschnitt „Schlaguhr". S. 145 ff. — Georgi, „Handbuch der Uhrmacherkunst." Siebentes Capitel. Von den grossen Uhren oder Thurmuhren. S. 351 bis mit 501.

Achse von δ und ε steckenden Minutenzeigers etc. bedürfen zu ihrem Verständniss (nach dem Früheren) nur der Erwähnung, weshalb wir allein die Räderanordnung für das Schlagwerk speciell besprechen.

Wie schon erwähnt, ist mit dem Federhause A fest verbunden das erste Zahnrad (Bodenrad mit 80 Zähnen), welches in die Zähne (10 Stück) des Getriebes B fasst, das mit dem Rade C (72 Zähne) auf derselben Achse steckt. Letzteres Rad greift in ein Getriebe D (8 Zähne), welches mit einem Rade E, dem sogenannten Hebnägelrade, auf derselben Welle befestigt ist. Hebnägel nennt man nämlich dünne cylindrische Messingstifte (hier der Zahl nach acht), welche rechtwinklig auf der Ebene des Rades E in gleicher Entfernung angebracht sind und zum Aufheben des Hammers M dienen, der um eine Achse L schwingt, während P eine tönende Feder ist (in der Figur durch im Kreise stehende Kreuze angegeben), gegen welche der Hammer seine Schläge ausübt, sobald er vorher von den Stiften des sich in der Richtung von rechts nach links drehenden Hebnägelrades E gehoben wurde.

Letzteres Rad, am äusseren Umfange mit 64 Zähnen versehen, greift in das sogenannte Schöpfradgetriebe G (mit 8 Zähnen), welches mit dem Schöpfrade F (80 Zähne) auf derselben Achse steckt und in die Zähne (8 Stück) des Getriebes H fasst. Auf der Welle des letzteren sitzt ausserdem das Anlaufrad I (mit 64 Zähnen) fest, welches endlich in die Zähne des (achter) Triebes K greift, an dessen Achse ein Windfang W befestigt ist, der für die kurze Zeit des Schlagens den Regulator der Bewegung (statt Pendel oder Unruh) bildet.

Den angegebenen Zähnezahlen entsprechend macht der Windfang W

$$\frac{80}{10} \cdot \frac{72}{8} \cdot \frac{64}{8} \cdot \frac{80}{8} \cdot \frac{64}{8} = 57600$$

Umläufe, wenn sich das grosse Bodenrad A einmal um seine Achse dreht. Durch diese schnelle Bewegung des Windfanges wird ein Luftwiderstand erzeugt, der völlig ausreichend ist, zu verhindern, dass das vorhandene Räderwerk beim Schlagen zufolge der frei werdenden Federkraft zu rasch abläuft und eine für den Zweck ganz unbrauchbare Bewegung hervorruft.

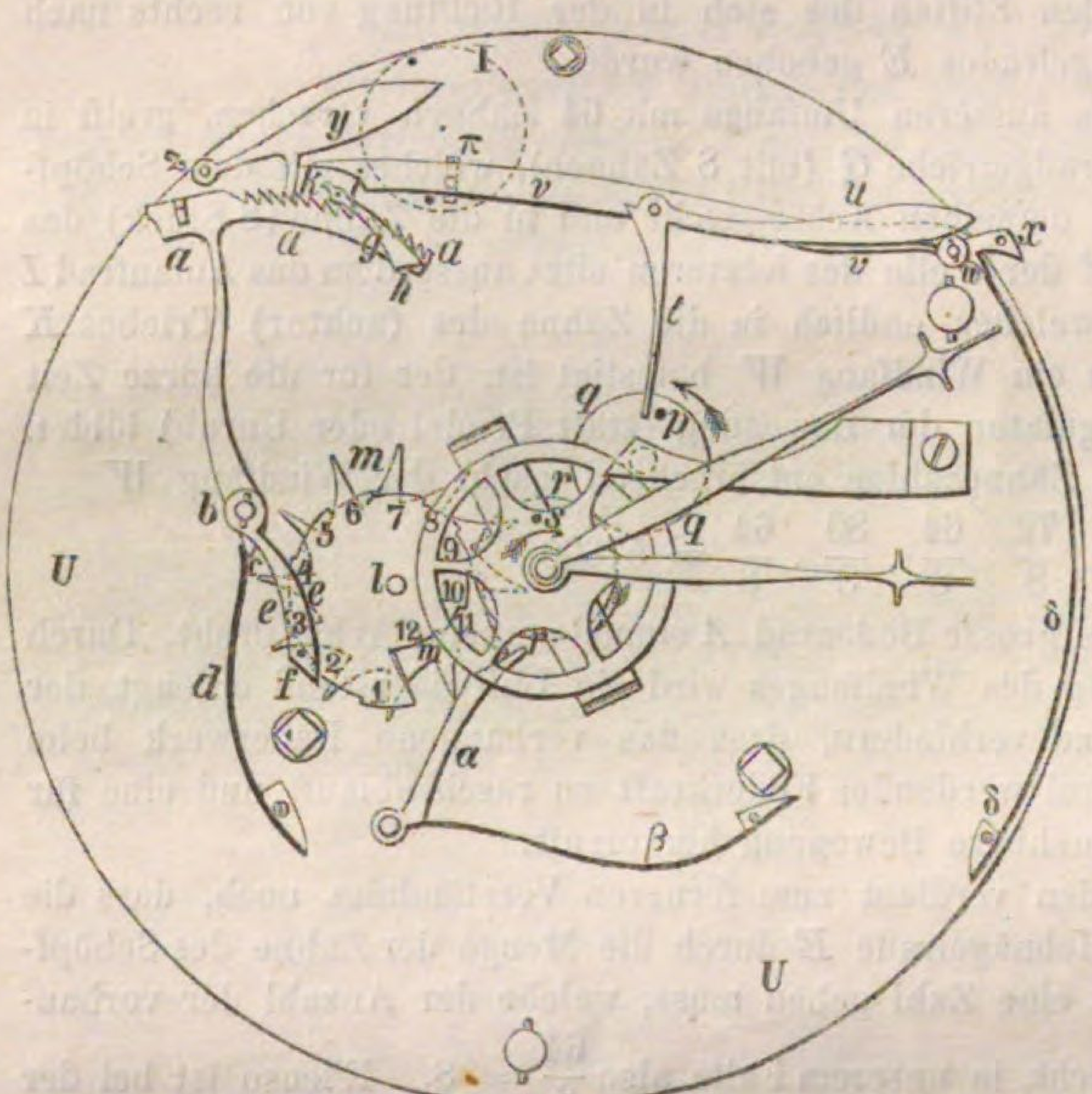
Bemerkt zu werden verdient zum ferneren Verständniss noch, dass die Menge der Zähne am Hebnägelrade E durch die Menge der Zähne des Schöpfradgetriebes G dividirt eine Zahl geben muss, welche der Anzahl der vorhandenen Hebnägel entspricht, in unserem Falle also $\frac{64}{8} = 8$. Ebenso ist bei der Berechnung der Zähnezahlen zu beachten, dass der Hammer M alle zwölf Stunden $\frac{1}{2}(1+12) \cdot 12 = 78$ Schläge machen muss, sowie endlich, dass das Hebnägelrad bei jedem Hammerschlage $\frac{1}{8}$, also bei 78 Schlägen (in 12 Stunden) $\frac{78}{8} = 9\frac{3}{4}$ Umdrehungen zu verrichten hat.

Die Anrichtung Fig. 31 hat hauptsächlich den beiden Bedingungen Genüge zu leisten, erstens, dass das Schlagen zur gehörigen Zeit geschieht, und zweitens, dass nur so viel Schläge erfolgen, als der Stunde entspricht, welche auf dem Zifferblatte angezeigt wird. Um darzuthun, wie man dies erreicht, beschreiben wir zuerst die beiden Haupttheile dieser Schlaguhrgattung, nämlich Rechen und Staffel. Der Rechen ist ein gezahnter Kreisbogen ag, der zugleich das obere Ende eines doppelarmigen Hebels abc bildet, dessen Drehpunkt b ist. Der Schwerpunkt dieses Hebels, d. h. der Punkt, wo man sich

sein ganzes Gewicht vereint denken kann, liegt links vom Drehpunkte *b*, weshalb dem Rechen *ag* ein Bestreben zu einer Drehung von rechts nach links innewohnt, die er auch wirklich ausführt, sobald er nicht von dem Sperrhaken *k* daran gehindert wird, der sich an dem Stücke *zy* befindet, wovon *z* die Drehachse und *y* ein Gegengewicht ist, welches letztere zum steten Einklinken in die Zähne des Rechens veranlasst.

Damit jedoch beim Auslösen des Sperrhakens, was durch den um *w* drehbaren Hebel *v* geschieht, die dann entstehende Drehung des Rechens dem Zwecke entsprechend begrenzt wird (dieser nicht völlig nach links hin umschlägt), ist der kurze Arm *be* mit einem nach unten gekehrten Stifte *f* ausgerüstet, der sich recht bald an den Umfang der Scheibe *l* lehnt. Letztere ist aber die bereits wiederholt angeführte Staffel, d. h. eine schneckenförmige Platte, die mit zwölf Stufen von gleicher Länge, aber verschiedener Entfernung von der Drehachse *l* versehen ist. In fester Verbindung mit der Staffel befindet sich ein unter ihr liegender Stern *m*, dessen vorspringende Strahlen oder Zähne zum Anfassen dienen, wenn die Staffel gedreht werden soll.

Fig. 31.



Eine solche Drehung findet aber vor Ablauf jeder ganzen Stunde und zwar dadurch Statt, dass auf der Minutenwelle (*d* Fig. 30) ein Stirnrad *r* festsitzt, welches einen der Platte *U* zugekehrten Stift *s* trägt, der nur dann die betreffende Sternspitze passiren kann, wenn er Stern und Staffel um eine Theilung fortführt. Bei letzterer Drehung ist zugleich der hakenförmige Einfall *α* (der Sternkegel) zu verschieben, der vermöge einer Feder *β* Sternkegel und Staffel in bestimmter Stellung erhält, ohne jedoch die vom Stifte *s* veranlasste Drehung in der Ordnung der auf die Staffelstufen gesetzten Ziffern hindern zu können.

Der dritte (nächst Rechen und Staffel) besonders wichtige Theil des Werkes ist der sogenannte Schöpfer, ein kleiner doppelarmiger Hebel *ih*, dessen Drehachse *i* mit der Welle des Getriebes *G* (Fig. 30) zusammenfällt, so dass *i* und *G*, in Bewegung gesetzt, stets gleich viel Umdrehungen machen. Der kurze Arm *ik* des Schöpfers ist (der Platte *U* zugekehrt) so verbreitert angeordnet, dass er bei dem Rechen *a* nur vorbei kann, wenn er zugleich in

dessen Zähne fasst und eine entsprechende Verschiebung desselben von rechts nach links bewirkt. Der längere Arm *ih* des Schöpfers passirt beim Drehen vor dem Rechen so lange ungestört vorbei, bis dieser letztere derartig weit vom kurzen Schöpferarme nach rechts verschoben ist, dass ein besonderer Stift, der Anschlagestift genannt (links vom Arme *ab* auf der verbreiterten Rechenfläche sichtbar), eine fernere Drehung verhindert, der Arm *ih* mit seiner convexen Fläche daselbst zum Aufliegen und damit zur Ruhe kommt. Die Auslösung des Sperrhakens *zky* durch den Hebel *v* erfolgt selbstthätig regelmässig vor Ablauf jeder Stunde durch einen Stift *p*, welcher auf der Ebene des Wechselrades *q* befestigt ist, und zwar in der Art, dass dieser Stift einen Arm *t* verschiebt, dessen Drehpunkt am Hebel *v* sitzt. Ein zweiter Arm *u* des letzteren Hebels ruht fortwährend frei auf einer über die Drehachse von *v* geschobenen Hülse *w*. Will man die Uhr ausser der bestimmten Zeit zum Schlagen (repetiren) veranlassen, so bringt man an der Stelle *x* (eine nach rechts gehende Verlängerung des Armes *v*) eine Zugschnur an, wodurch die Auslösung des Sperrhakens *k* ebenfalls veranlasst und das ganze Schlagwerk in Thätigkeit gesetzt wird.

Der Vorgang beim Schlagen erklärt sich nach allem bis jetzt Erörterten fast von selbst.

Gehörige Zeit vor dem Schlagen dreht der Stift *s*, an den betreffenden Sternstrahl *m* drückend, die Staffel so weit fort, dass diejenige Stufe unter den Stift *f* zu stehen kommt, welche der Stunde entspricht, die durch Schläge bemerklich gemacht werden soll. In unserer Abbildung (Fig. 31) ist dies die dritte Stunde, weshalb auch die mit 3 bezeichnete Staffelstufe vom Stifte *f* berührt wird. Lange nachher, jedoch vor Ablauf der betreffenden Stunde, trifft der an dem Wechselrade sitzende Stift *p* den Arm *t*, wodurch der zweite Arm *u* gegen die Drehhülse von *v* gedrückt, dadurch endlich *v* gehoben und zuletzt die Sperrklinke *k* aus den Zähnen des Rechens *a* gelöst wird. Hierdurch beginnt eine Drehung nach links, bis der Stift *f* des kürzeren Armes *be* solche begrenzt, in welchem Zustande in unserer Zeichnung (Fig. 31) der Rechen dargestellt ist. Nach Erreichung letztbemerkter Stellung aller Theile erfolgt jedoch noch kein Schlagen, weil das Triebwerk dadurch aufgehalten wird, dass gleichzeitig mit dem Ausheben des Sperrhakens *v* ein rechtwinklig an demselben sitzendes Stück *π* durch eine entsprechende (rectanguläre) Oeffnung in der Platte *U* getreten ist und sich gegen einen Stift (den Anlauf) gelehnt hat, welcher sich rechtwinklig auf der Radebene *I* befindet. Erst wenn der Stift *p* auf dem Wechselrade *q* der Stundenscheibe den Arm *t* ganz verlassen und die gegen die Fortsetzung *w* von *v* (nach rechts hin) drückende Feder *δ* den Hebel *v* wieder zum Niedergehen veranlasst hat, geht auch das Plättchen *π* so weit herab, dass der Anlaufstift auf *I* kein Hinderniss mehr findet, wodurch die Wirkung der Triebfeder *A* zur Umdrehung aller Räder aufgehoben wird. Bei jeder Umdrehung, welche hierbei das Getriebe *G* macht, läuft auch der Schöpfer *hik* einmal herum (weil er, wie schon früher gesagt, mit *G* auf derselben Achse steckt) und hebt mit seinem kurzen Armende jedesmal den Rechen um eine Zahntheilung nach rechts, was so lange geschieht, bis das lange Ende *ih* des Schöpfers wieder auf den Anschlagstift (am äussersten Ende links vom Rechen) zu liegen kommt und von diesem am Umdrehen gehindert wird.

Während jeder Umdrehung des Schöpfradgetriebes *G* hat sich auch das

Hebnägelrad immer genau um die Entfernung zweier Hebnägel gedreht (weshalb die Zahl der Hebstifte gleich ist dem Quotienten aus der Zahl der Zähne des Rades *C*, dividirt durch die Zähnezahl des Getriebes *D*), jeder der betreffenden Hebstifte hat der Hammerhelm *M* gehoben und nachher losgelassen, wodurch endlich das Schlagen des Hammers gegen die Feder (Glocke) *P* möglich geworden ist.

Mit dem Hammer dreht sich das ganze Stück *L* (Fig. 30) um das Helmende und überwindet dabei die Spannung der Feder *N*, welche bald hierauf dasselbe Stück *L* zwingt, die Lage anzunehmen, welche in Fig. 30 gezeichnet ist.

§. 23.

Schlagwerk mit Schlossrad und Falle.

Als erstes Beispiel dieser Gattung von Schlagwerken wurde hier die grosse Hausuhr der polytechnischen Schule zu Hannover gewählt, die vom Hofuhrmacher Bofenschen daselbst angefertigt und von Fig. 32 bis 36 abgebildet ist.

Wie man bald sieht, besteht der ganze Bau aus drei verschiedenen Theilen, nämlich dem Gangwerke zur Bewegung von Stunden- und Minutenzeiger, welches die Mitte des Ganzen einnimmt, dem Viertelstundenwerke, zur rechten Hand in Fig. 32 befindlich, und dem Stundenwerke, die linke Seite bildend.

Alle drei Werke werden durch Gewichte bewegt, welche über dem ganzen Bau placirt sind, wie schon die nach oben gerichteten Schnüre derselben erkennen lassen. Zum Regulator des Gangwerkes dient ein Pendel, als Hemmung der bereits früher erwähnte Stiftengang[1]). Da überall gleiche Theile mit denselben Buchstaben bezeichnet sind, die Gangwerke der Uhren auch bereits früher hinlänglich besprochen wurden, so dürfte hier eine ausführliche Erklärung der letzteren kaum erforderlich sein. Es werde daher in Bezug auf Fig. 35 bemerkt, dass mit der Welle a des Ankers b^2 die Gabel a^2 fest verbunden ist, welche in bekannter Weise das an der Feder a^4 aufgehangene Pendel a^3 umfasst u. s. w. Ferner, dass auf der Achse d (Fig. 32) der Minutenzeiger und die sogenannte Stundenscheibe sitzt und der verzahnte Umfang der letzteren in ein Zahnrad y greift, dessen Zähne so geformt sind, dass sie gleichzeitig ein Rad z und mit diesem eine verticale, nach unten gehende Welle z^1 umdrehen, deren Zweck ist, ein in der unteren Etage aufgestelltes Zeigerwerk zu bewegen. Zum besseren Verständnisse ist es wünschenswerth, dass wir uns zuerst mit dem Viertelstundenwerke bekannt machen, vorher jedoch noch auf einige allgemein bedeutsame Theile aufmerksam achten.

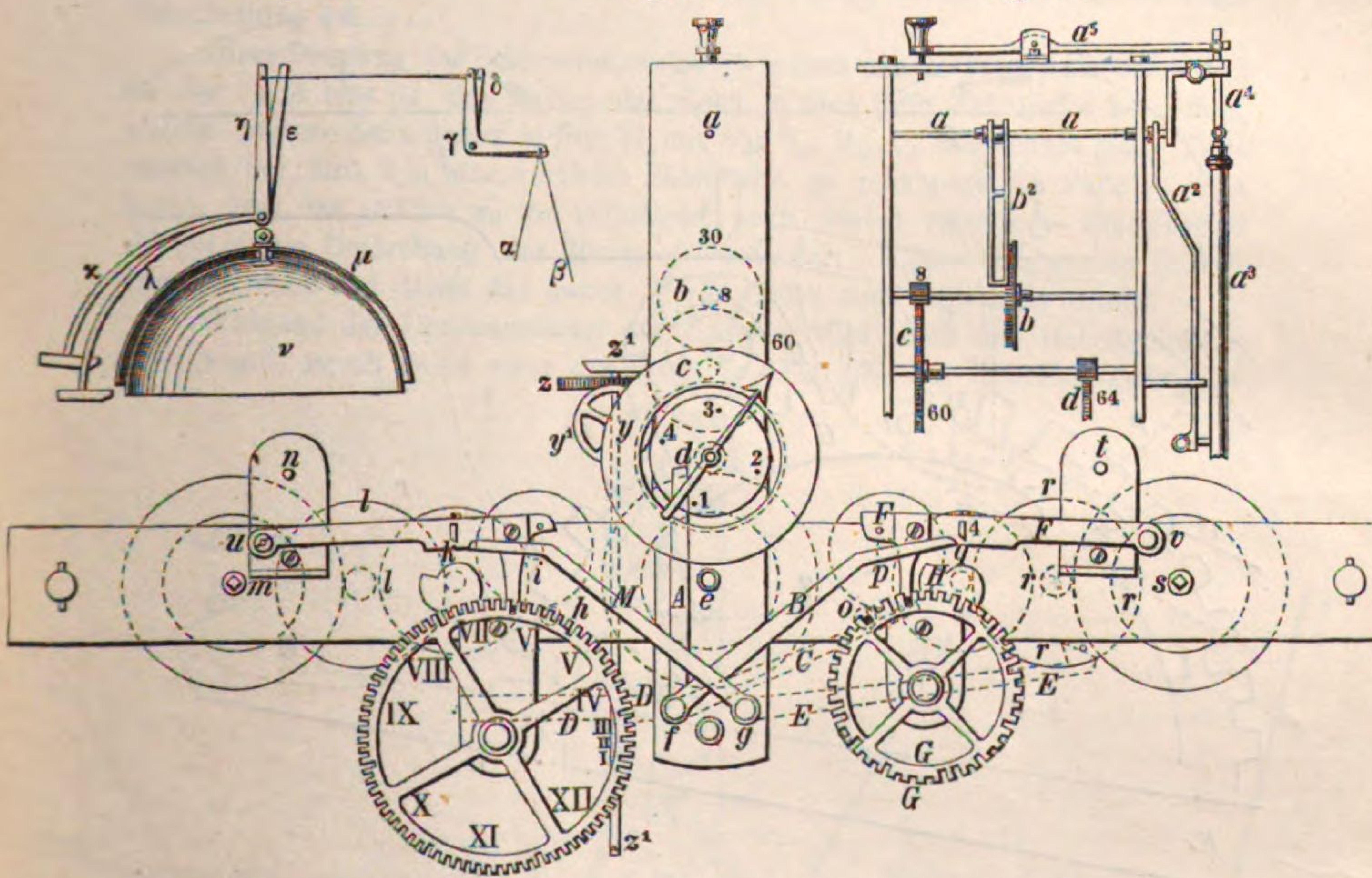
Auf der Ebene der Stundenscheibe d (Fig. 32) sind rechtwinklig vier gleich weit von einander abstehende, mit 1, 2, 3 und 4 bezeichnete Stifte angebracht, wovon vor Ablauf jeder Viertelstunde einer derselben den Arm A nach links hin (von Fig. 32) zur Seite drückt, dessen Drehpunkt in f liegt.

1) Aus den auf die betreffenden Theilrisskreise der Räder geschriebenen Zähnezahlen entnimmt man leicht, dass das Steigrad b sechszig Umgänge macht, wenn das Minutenrad einmal um seine Achse gelaufen ist. Das Pendel schlägt Secunden.

Mit A zugleich sitzen auf derselben Achse noch drei andere Arme B, C und D, wovon die zwei ersten wichtige Auslösungen oder Sperrungen vorzunehmen haben, der dritte Arm D aber nur als Gegengewicht dient.

Was nun das Viertelstundenwerk speciell betrifft, so hat dessen Schnurtrommel oder Walze s ganz die Einrichtung wie bei den Gehwerken. Durch das verzahnte Bodenrad s^2 (mit 80 Zähnen) wird die Hebnägelradwelle und das Hebnägelrad r (mit 10 Hebnägeln 1, 2, 3 ... 10 ausgerüstet) selbst in Umdrehung gesetzt, dessen Zähne in die des Getriebes fassen, welches mit dem sogenannten Fallenrade q auf derselben Welle sitzt.

Fig. 36. Fig. 32. Fig. 35.



Das Rad q greift ferner in das Getriebe des Anlaufrades p und dieses endlich in das Getriebe des Windfanges w (Fig. 33).

Die bereits erwähnte, hier mit dem Buchstaben F bezeichnete Falle ist der Hauptsache nach ein einarmiger Hebel, der sich um v als Achse dreht und dessen sonst eigenthümliche Gestalt sowohl aus Fig. 32, als noch mehr aus der in grösserem Maassstabe gezeichneten Fig. 34 erkennbar ist.

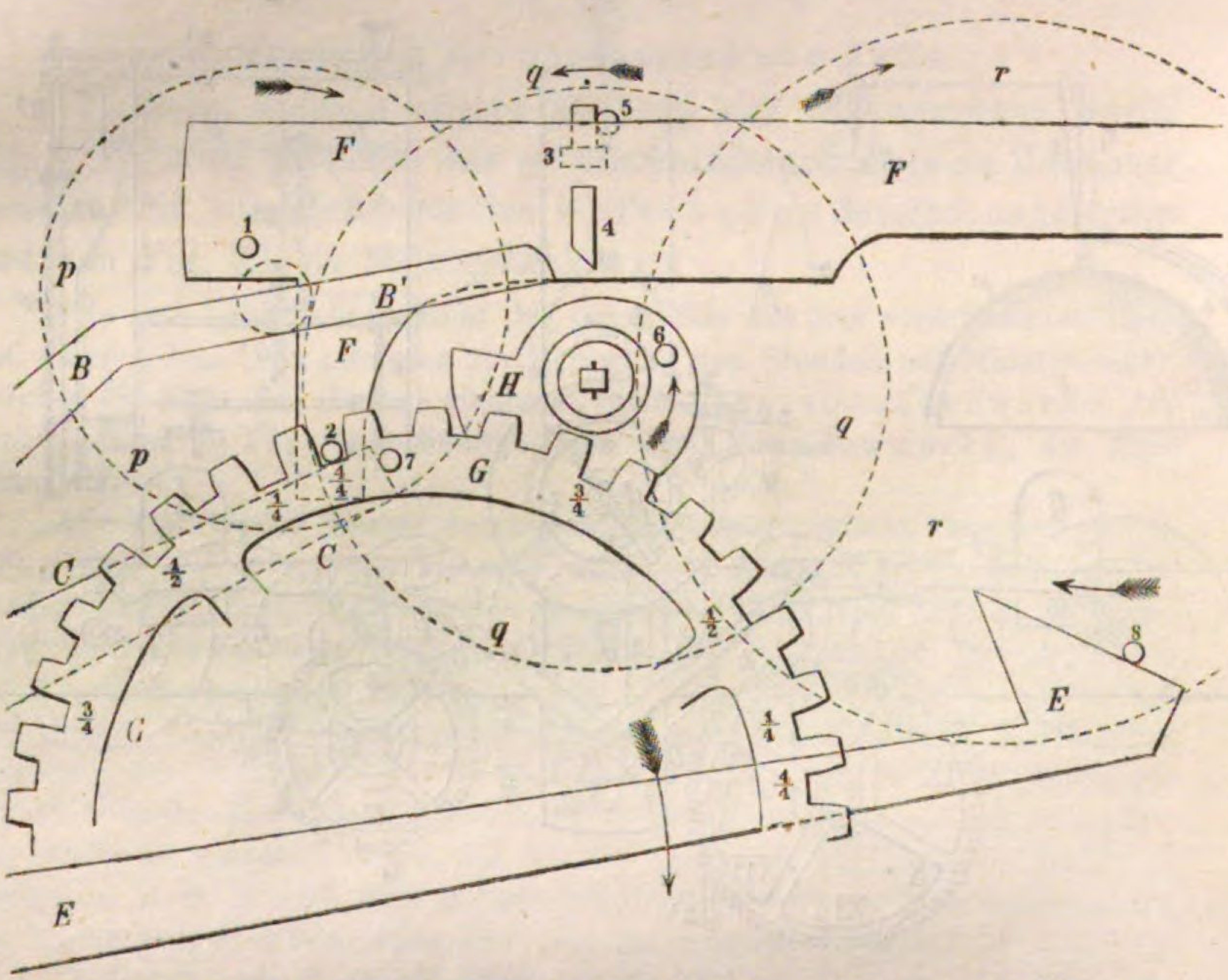
Das zugehörige Schlossrad G vertritt hier die Stelle der Staffel, d. h. bewirkt, dass ein auf der sogenannten Nase der Falle F sitzender Stift 2 entweder in eine flach oder in eine tiefer ausgeschnittene Zahnlücke desselben fällt, wodurch beziehungsweise die Falle eine höhere oder tiefere Lage einzunehmen gezwungen wird. Seitwärts vom Schlossrade sitzt an der Achse des Zahnrades q eine nach Art der Hebedaumen wirkende Scheibe H, welche, nach der Pfeilrichtung Fig. 34 umgedreht, gegen eine mit der Ziffer 4 bezeichnete Schneide wirkt, dadurch die Falle zum Aufwärtsgehen veranlasst und sie ausser

Eingriff mit dem Schlossrade G bringt. Ein zweiter, an der Falle gebildeter Vorsprung 3 dient dazu, einem Stifte 5 zur gehörigen Zeit in den Weg zu treten, der auf der Ebene des Rades q befindlich ist.

Endlich sitzt auf der Hebescheibe H ein cylindrischer Stock 6, der bei der Umdrehung der Scheibe H in die Zähne des Schlossrades fasst und letzteres bei jeder ganzen Umdrehung des Rades q um einen Zahn fortschiebt.

Wird nun der Arm A (wie vorher beschrieben) nach links zur Seite gedrückt, so erhebt sich in demselben Maasse gleichzeitig der Arm B (Fig. 32), legt sich endlich mit seinem äussersten Ende B^1 (Fig. 34) gegen einen (mit der Ziffer 1

Fig. 34.



bezeichneten) Stift nahe dem äussersten Ende der Falle F, hebt letztere, bringt den Stift 2 der Falle ausser Eingriff mit den Zähnen des Rades G, bewirkt dadurch zugleich, dass die hintere Schneide 3 den Stift 5 am Rade q loslässt, und macht das Werk zur Bewegung frei.

Diese Bewegung dauert indessen nur so lange, bis ein auf dem Anlaufrade p befestigter Stift 7 gegen das Ende des Armes C trifft, der mit B zugleich gehoben wurde, worauf das Werk wieder zur Ruhe kommt. Die Ursache dieses Aufhaltens ist, das Werk gleichsam nochmals vor dem Eintritte seiner Hauptarbeit zur Besinnung zu bringen und allen erforderlichen Theilen Zeit zu lassen, die vorschriftsmässige Lage vollständig einnehmen zu können, damit das Schlagen im durchaus rechten Zeitmomente eintritt.

Da das Rad p achtmal so viel Umläufe macht wie das Rad q, worauf sich der Stift 6 zum Fortrücken des Schlossrades befindet, so kann letzteres Rad während der kurzen Zeit, wo der Stift 7 des Rades p sich gegen das Ende

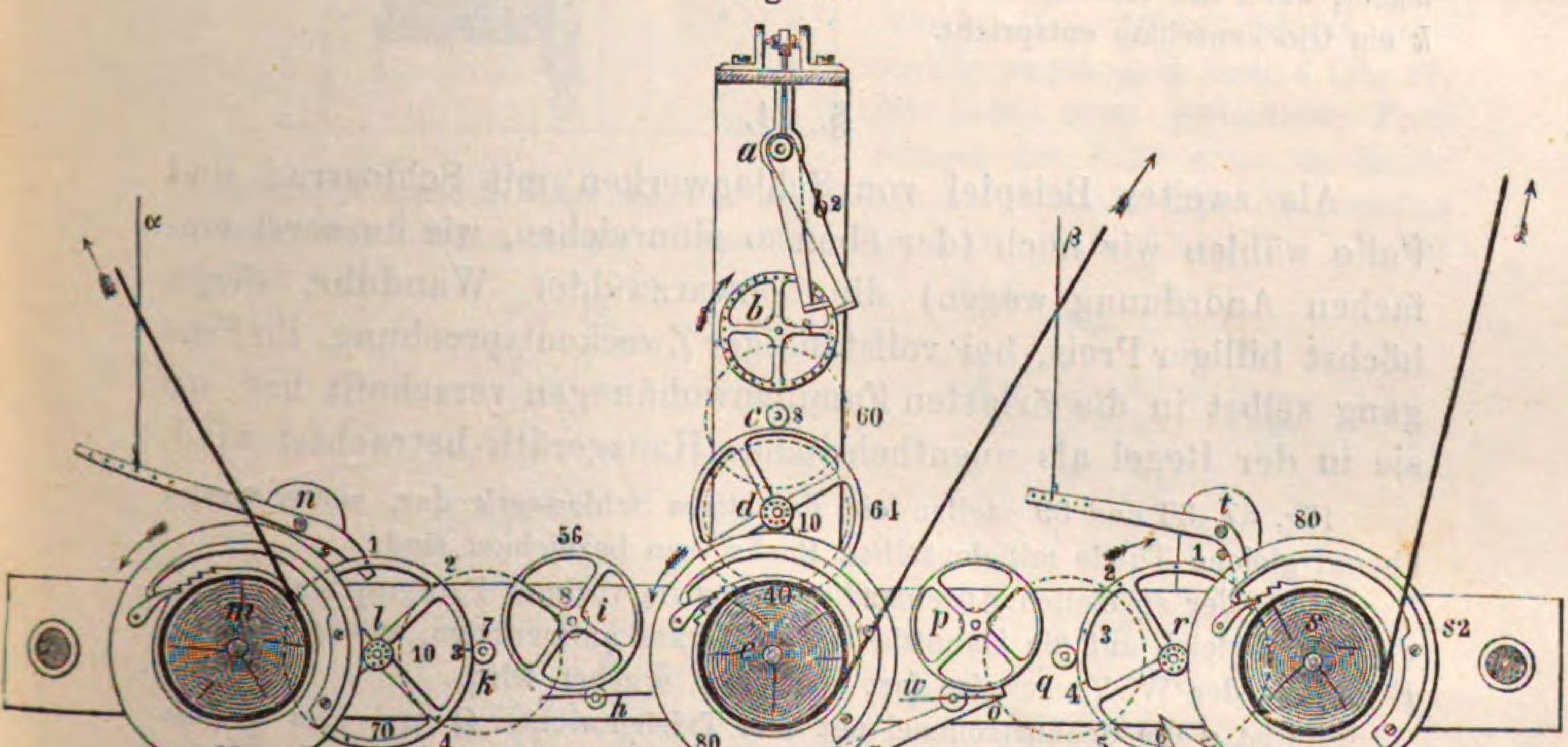
des Armes C lehnt, keine sehr merkbare Bewegung gemacht haben. Eine solche Bewegung tritt aber sofort ein, wenn der betreffende Stift der Stundenscheibe d den Arm A loslässt, dieser nach rechts zurückgeht und damit ein Niedersinken des Armes C veranlasst, wodurch der Stift 7 auf dem Anlaufrade p frei wird und damit sogleich das ganze Viertelwerk in Bewegung geräth.

Dreht sich demzufolge das Rad q, so fasst der Stift 6 der Hebescheibe H in die Zahnlücken des Schlossrades, gleichzeitig wird aber auch von der Hebescheibe H die Falle F in die Höhe geführt und damit der Stift 2 zwischen den Schlossradzähnen ausgehoben, so dass jetzt das Schlossrad bei jeder Umdrehung des Rades q ebenfalls eine Drehung erfährt, deren Grösse gleich einer Zahntheilung ist.

Diese Drehung des Schlossrades dauert jedoch nur so lange, als der Stift 2 an der Falle blos in eine flache und nicht in eine tiefe Zahnlücke herabfällt, welche letztere Zahnlücken in Fig. 34 mit $^4/_4$, $^3/_4$, $^1/_2$, $^1/_4$ bezeichnet sind. Tritt nämlich der Stift 2 in eine vertiefte Zahnlücke, so geht auch die Falle so weit herab, dass das seitlich an ihr befestigte, nach hinten reichende Plättchen 3 abermals die Umdrehung des Rades q verhindert, indem sich dessen Stift 5 gegen 3 lehnt und damit das ganze Werk wieder zum Stillstande bringt.

Während der Drehungsdauer des Rades q wird auch das Hebnägelrad r bewegt und, so oft dabei einer der Hebstifte (Fig. 33) den Hebel t passirt, ein

Fig. 33.



Zug auf den Draht β ausgeübt, der Winkelhebel in Fig. 36, ferner der Arm η gedreht und mit diesem der Hammer λ erhoben, welcher gegen die Viertelstundenglocke v schlägt, sobald der betreffende Hebnagel den Hebel t und mit ihm die übrigen genannten Theile des Hammerzuges loslässt.

Die Viertelstundenglocke muss der Reihe nach 1, 2, 3 und 4 Mal anschlagen, also im Ganzen 10 Schläge thun, folglich das Hebnägelrad r in jeder Stunde

genau einen ganzen Umlauf verrichten. Bemerkt zu werden braucht dabei wohl kaum, dass, wie die Stellung des Schlossrades (Fig. 34) gezeichnet ist, der Vollschlag ($^4/_4$) soeben stattgefunden hat und der nächste Schlag $^1/_4$ sein wird.

Nach dem Dreiviertelschlage und vor dem Voll- oder Vierviertelschlage hat das Hebnägelrad *r* die Stellung von Fig. 34, wo sich ein Stift 8 desselben gegen die schiefe Endfläche eines Armes *E* legt (in Fig. 32 punktirt angegeben), der mit einem zweiten Arme *M* den Winkelhebel *EgM* bildet, dessen Drehpunkt *g* ist. Durch den Druck des Stiftes 8 wird *E* zum Niedergehen, dagegen *M* zum Aufwärtsgehen veranlasst, was zur Folge hat, dass die um *u* drehbare Falle des Stundenwerkes erhoben und unmittelbar nach dem Vierviertelschlage so weit in die Höhe geführt wird, dass das ganze Rädersystem des Stundenwerkes in den Gang kommt, wobei Schlossrad und Falle dieselbe Rolle spielen, wie dies beim Viertelwerke genau genug erörtert wurde. Wie dabei die flachen und tiefen Zahnlücken auf einander folgen, damit der Hammer *k* nach und nach gegen die Stundenglocke *λ* 1, 2, 3 u. s. w. bis 12 Schläge ausübt, erhellt ebenfalls aus der Betrachtung des Stundenschlossrades, wo die betreffenden Zahnreihen den Stunden correspondirend mit römischen Ziffern bezeichnet sind.

Bemerkt zu werden verdient schliesslich vielleicht noch, dass hier das Hebnägelrad *l* (Fig. 33) sieben Hebstifte besitzt, welche gegen den Arm *n* des Drahtzuges $\alpha\delta\varepsilon\varkappa$ wirken sowie, dass deshalb das Getriebe *k* sieben Umdrehungen macht, wenn das Hebnägelrad eine verrichtet, und daher jeder Umdrehung von *k* ein Glockenschlag entspricht.

§. 24.

Als zweites Beispiel von Schlagwerken mit Schlossrad und Falle wählen wir noch (der eben so sinnreichen, wie äusserst einfachen Anordnung wegen) die Schwarzwälder Wanduhr, deren höchst billiger Preis, bei vollständiger Zweckentsprechung, ihr Eingang selbst in die ärmsten Familienwohnungen verschafft hat, wo sie in der Regel als unentbehrliches Hausgeräth betrachtet wird.

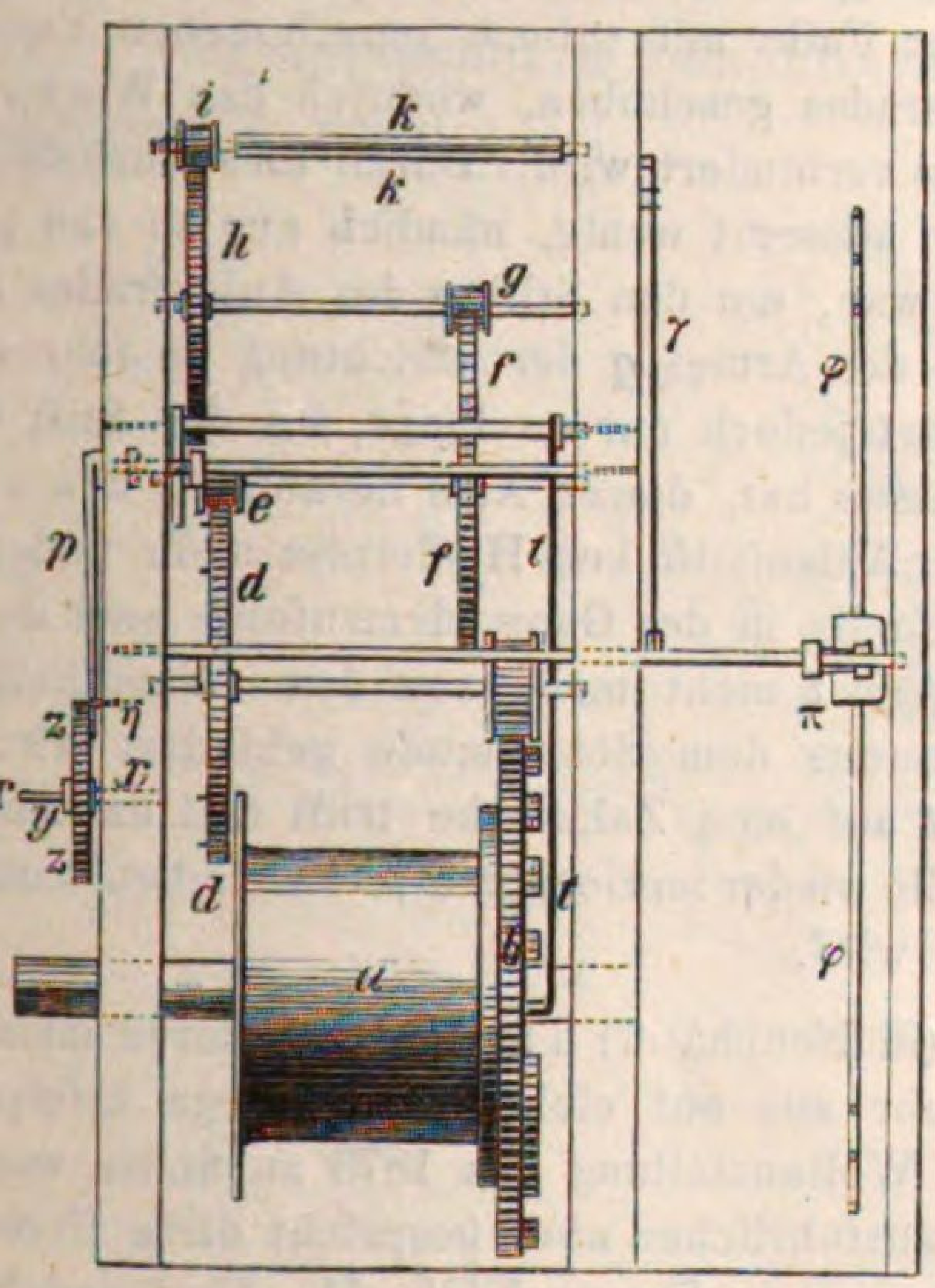
Fig. 37, 38 und 39 stellen ein derartiges Schlagwerk dar, wobei wieder überall gleiche Theile mit denselben Buchstaben bezeichnet sind.

Nach der speciellen Auseinandersetzung im vorigen Paragraphen machen wir hier sogleich auf die Hauptttheile des Werkes aufmerksam, wonach sich die Erklärung der Wirkungsweise fast von selbst ergeben wird.

Es ist *a* die Schnurtrommel mit dem Triebgewichte *Q* und dem Bodenrade *b*, welches in das Getriebe *c* greift, das mit dem Hebnägelrade *d* auf derselben Welle steckt. Letzteres ist mit 8 Hebnägeln ausgerüstet, die bei der Umdrehung des Rades gegen ein Aermchen *α* (Fig. 39) drücken, welches an der Welle des Hammers $\zeta\pi$ befestigt ist und daher zum Erheben des letzteren dient. Ein zweites Aermchen *β* an derselben Welle lehnt sich bei dem Hammererheben gegen eine Feder *γ*, die, sobald *α* den betreffenden Hebstift verlassen hat, ein schnelles Niederfallen und Schlagen des Hammers gegen eine Feder (Schlagfeder *φ* Fig. 37) bewirkt. Der verzahnte Umfang des Hebnägelrades *d* greift in die Stöcke eines Triebes *e*, an dessen Achse sich zugleich das sogenannte Gesperre befindet, wodurch das Einklinken der Falle *r* erreicht wird. Zugleich

ist auch hier die Zahl der Hebstifte dem Quotienten gleich aus der Zahl der Zähne von *d* dividirt durch die von *e*, d. i. $\frac{56}{7} = 8$, damit *e* einen ganzen Umgang verrichtet, wenn sich das Hebnägelrad um den Abstand zweier Hebstifte gedreht hat.

Fig. 37.



Zum Ausheben der Falle *r* dient die Anrichtung *pq*, welche von der Stundenscheibe *z* in Bewegung gesetzt wird. Das Anlaufrad *h* mit dem Anlaufstifte *o*, sowie der Windfang *k* bedürfen keiner besonderen Erörterungen.

Von besonderer Gestalt ist hier das mit den Stundenzahlen (römischen Ziffern) beschriebene Schlossrad (Fig. 37 u. 38). Dasselbe gleicht hinsichtlich seiner Zähne oder richtiger Randeinschnitte einem sogenannten Kammrade, wo die Zähne normal auf der Radebene stehen. Hinter den Wänden dieser Zähne wird das rechtwinklig umgebogene Ende *t* (Fig. 37) der nach unten gerichteten Fortsetzung der Falle *r* um so länger gehalten, je mehr Schläge die Uhr zu machen hat, weshalb diese Wandstellen verschiedene Längen haben, während die Einschnitte (Zahnlücken) von gleicher Grösse sind.

Fig. 38.

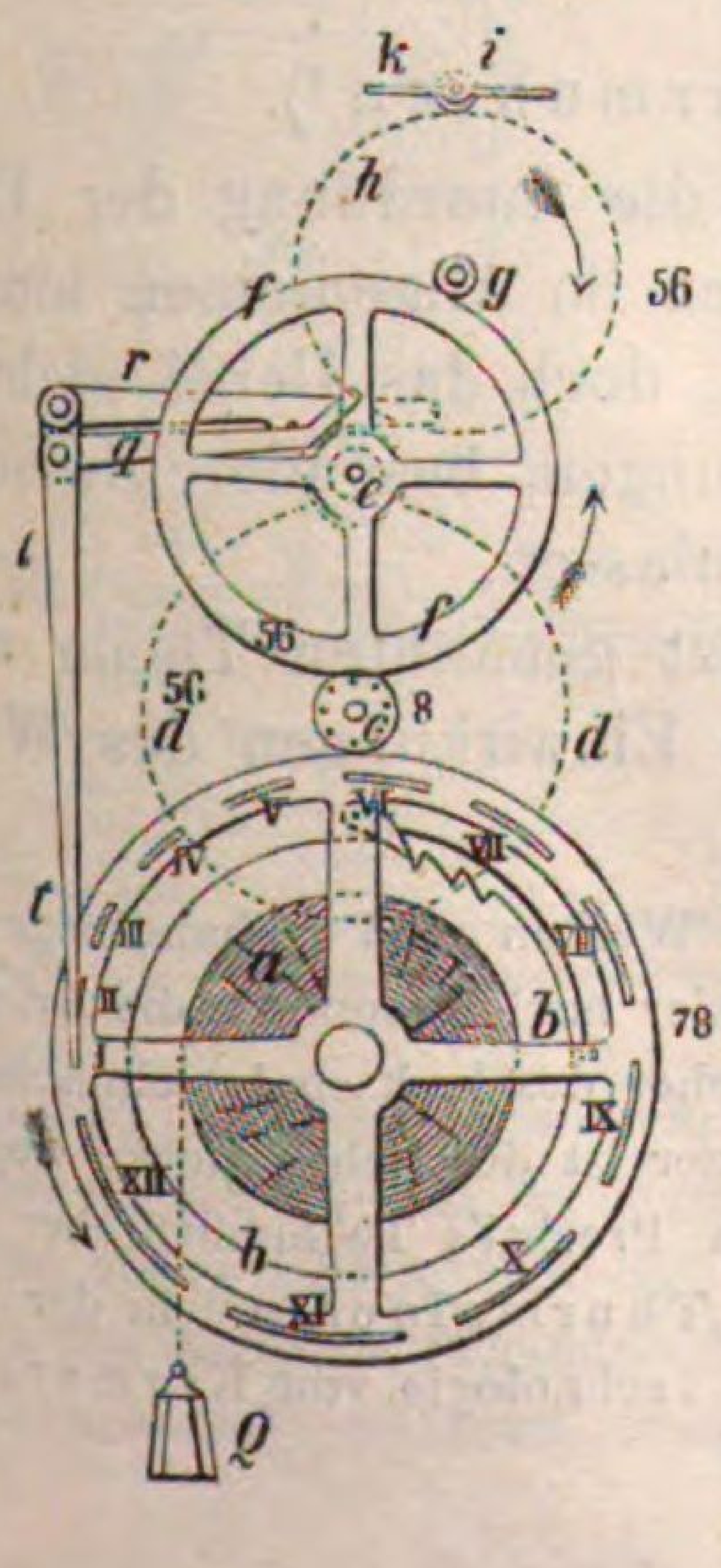
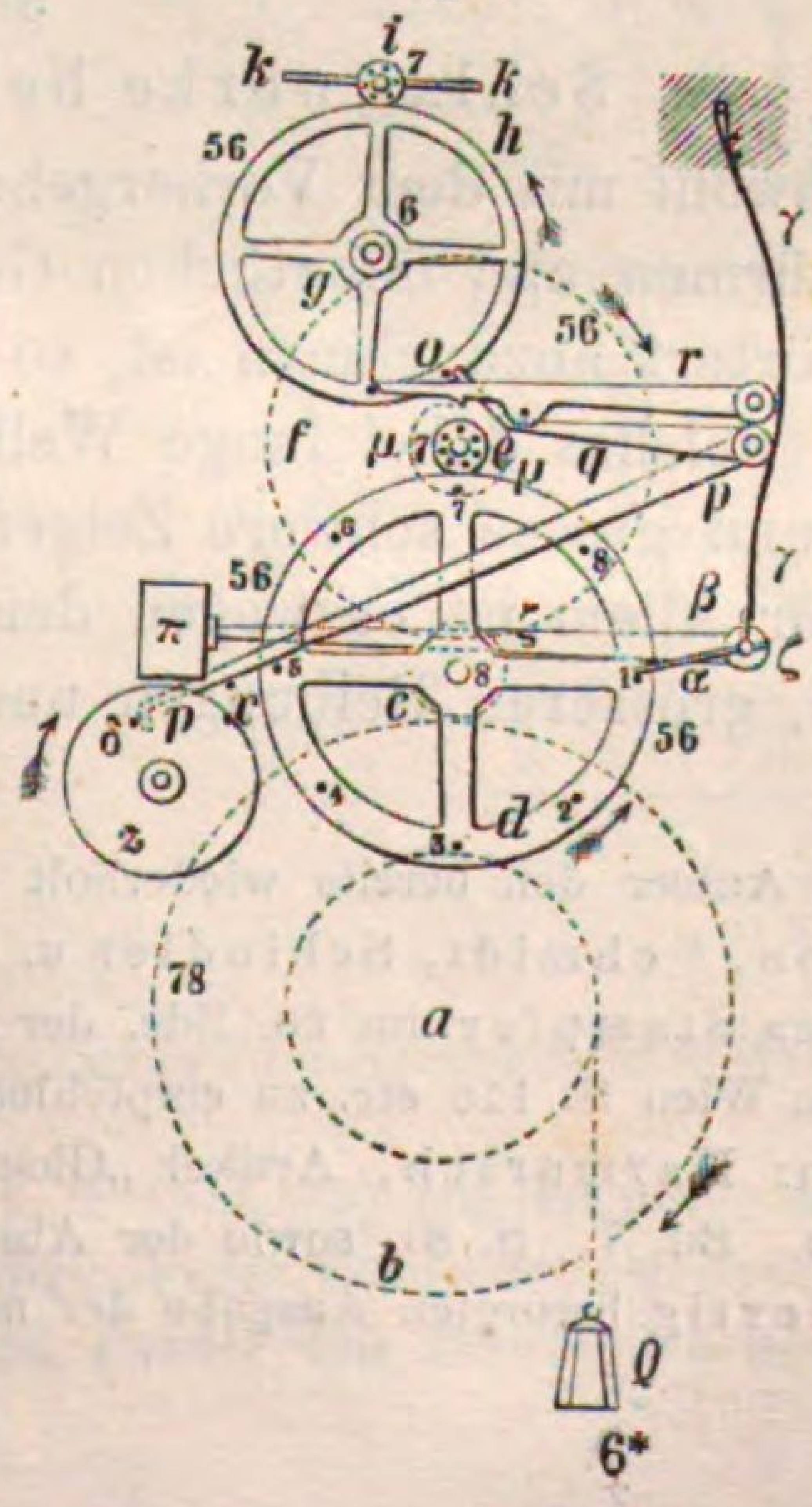


Fig. 39.



Die Wirkungsweise aller dieser Mechanismen ist nun folgende:

Entsprechende Zeit vor dem Schlagen lehnt sich ein Stift δ der Stundenscheibe z (Fig. 39) gegen das gehörig gekrümmte Ende des Armes p der Anrichtung, hebt dies Ende bei fortgesetzter Drehung, mit ihm den Arm q und die Falle r aus dem Einschnitte des Gesperres μ; dabei wird aber auch der vertical niederwärts gehende Arm t der Falle mit seinem umgebogenen Ende hinter die Wandeinschnitte des Schlossrades geschoben, wodurch das Wiedereinklinken der Falle r in das Gesperre μ verhindert wird. Durch dies Ausheben der Falle ist aber das Räderwerk nur äusserst wenig, nämlich nur so viel in den Gang gekommen, als erforderlich war, um den Stift o des Anlaufrades h vor das nach oben hin gebogene Ende des Armes q der Anrichtung zu führen.

Dieser Stillstand des Werkes währt jedoch nur so lange, bis der Stift δ den Arm p der Anrichtung ganz verlassen hat, dieser Arm herabfällt, den zu ihm gehörigen Arm q mitnimmt und der Anlaufstift kein Hinderniss mehr findet. Hierauf kommt das ganze Werk vollständig in den Gang, demzufolge auch das Schlagen so lange andauert, bis der Arm t nicht mehr von dem Wandtheile der betreffenden Stunde am Austreten aus dem Schlossrade gehindert wird, d. h. bis das umgebogene Ende von t auf eine Zahnlücke trifft und dadurch so weit ausschlagen kann, dass die Falle wieder im Gesperre μ einklinken muss und damit abermals Stillstand geboten wird.

Anmerkung. Ueber Hipp's (in Neuchâtel) Thurmuhren, deren minutenweise Auslösung von einer Normaluhr aus auf elektrischem Wege erfolgt, wie u. A. eine solche auf der Wiener Weltaustellung von 1873 zu finden war, berichtet Frick a. a. O. S. 55, noch ausführlicher aber bespricht diese Uhren Dr. Hirsch in dem Schweizer-Rapport sur le Groupe XIV. (II. „Horlogerie") P. 17 derselben Ausstellung. Endlich ist noch zu verweisen auf Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 209 (1873), S. 461.

§. 25.

Schlagwerke bei Thurmuhren [1]).

Obwohl mit dem Vorhergehenden die Anordnung der Uhren auf Thürmen und öffentlichen Gebäuden im Allgemeinen hinlänglich erörtert anzunehmen ist, so wurde doch das Uebel nicht beachtet, welches dabei lange Wellenleitungen, besondere Zwischenräder und grosse schwere Zeiger veranlassen.

Vor Allem ist es wegen der zuletzt genannten Theile erforderlich, grösseren Reibungen und den Einwirkungen des Windes

1) Ausser den bereits wiederholt citirten Werken und Abhandlungen von Denison, Schmidt, Schindler u. A. ist hier noch besonders die Arbeit des Professors Stampfer im 20. Bde. der Jahrbücher des k. k. polytechnischen Instituts in Wien S. 118 etc. zu empfehlen. Ferner ist der Schlagglocke wegen zu beachten: Karmarsch, Artikel „Glocken" in Prechtl's Technologischer Encyklopädie. Bd. 7. S. 81, sowie der Abschnitt „Thurmglocken" in der 5. von Prof. Hartig besorgten Ausgabe der mechan. Technologie von Karmarsch.

und Wetters auf die Zeiger gehörig begegnen zu können, wodurch Nachtheile für den richtigen Gang der Uhren erzeugt werden, welche wir bereits §. 11 gehörig besprochen. Alles dies wird fast ganz umgangen, wenn man sich eines Pendels mit constanter Kraft (échappement à remontoire) bedient, wie dies bereits §. 19 angedeutet wurde.

Fig. 41.

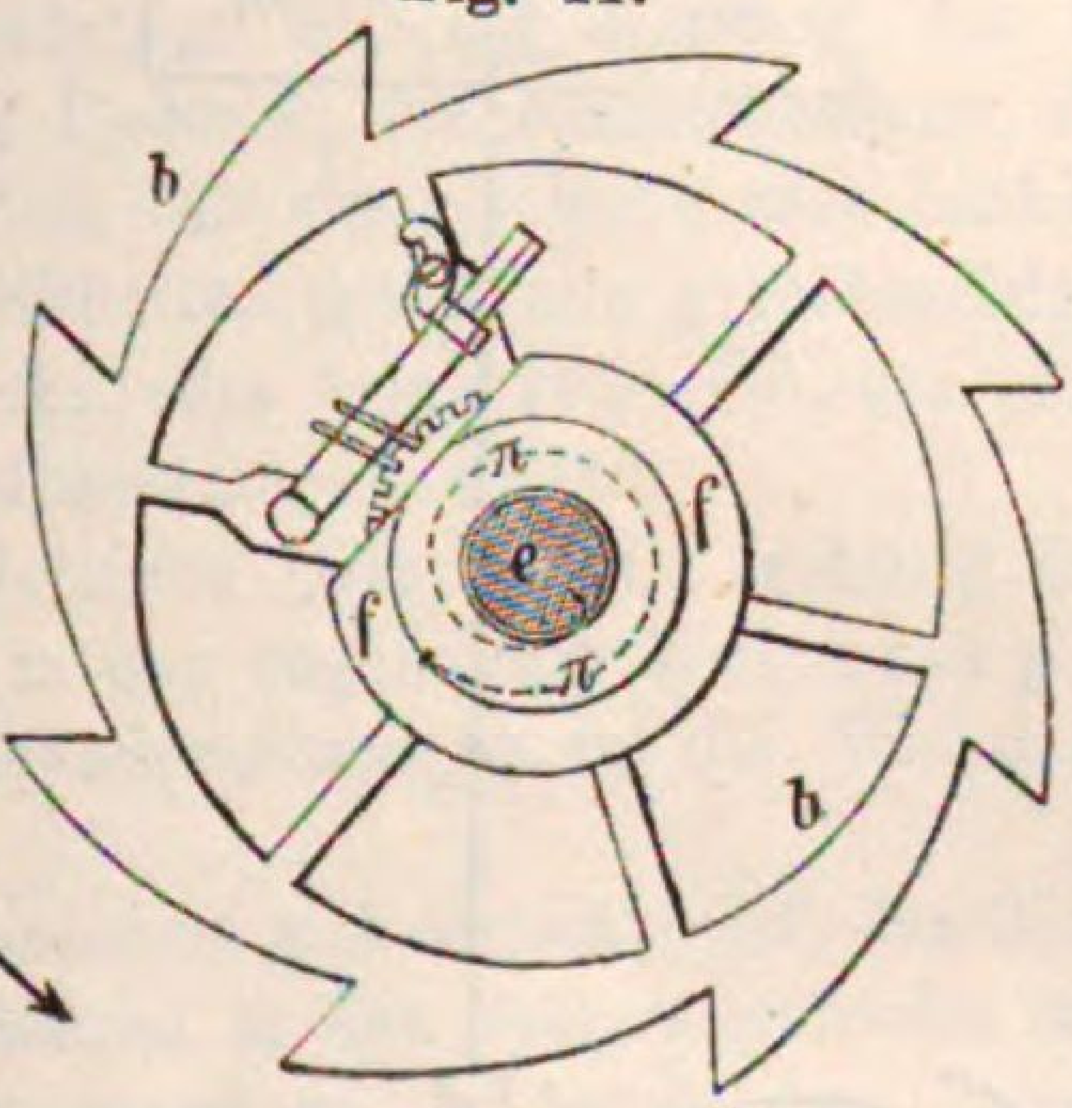


Fig. 40.

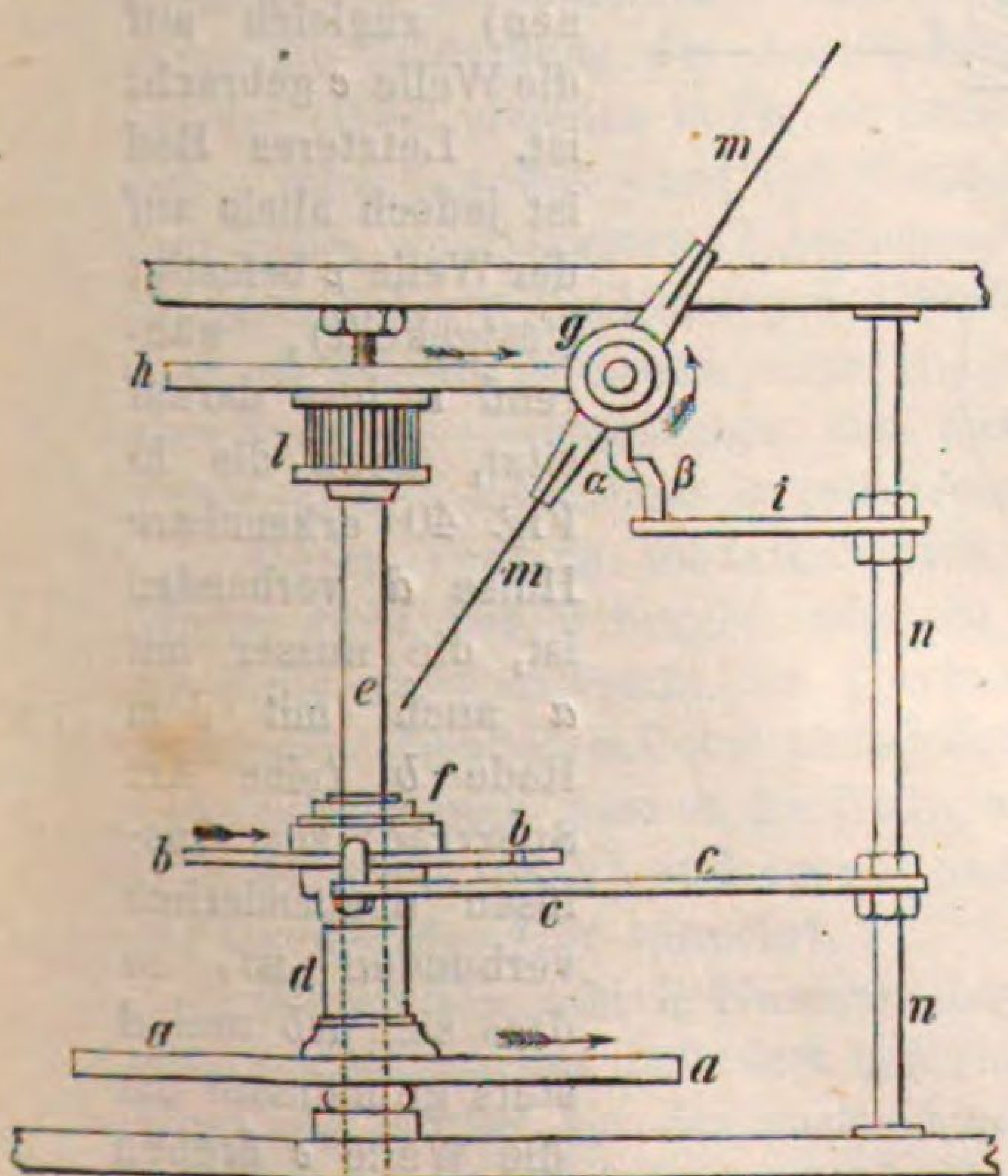
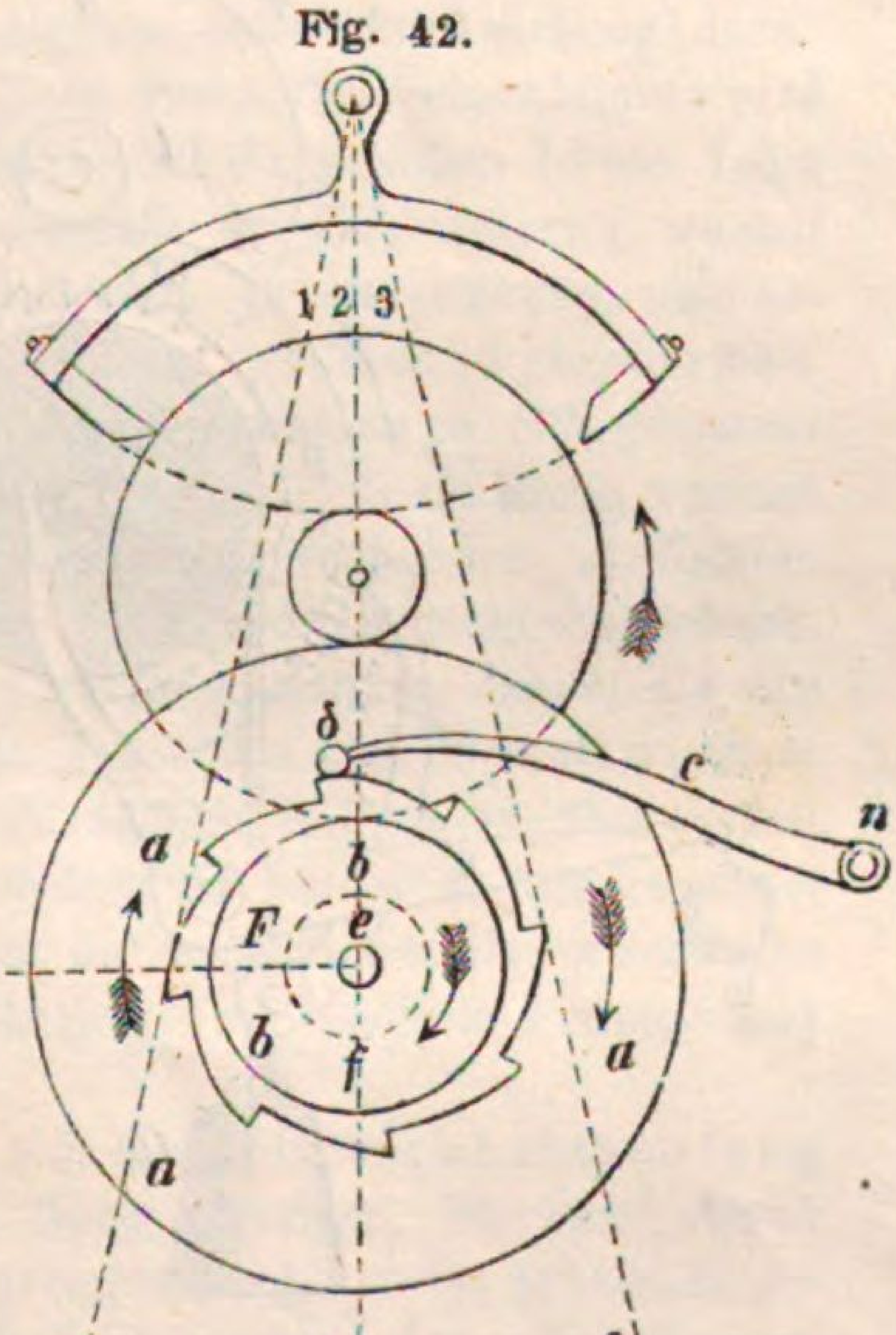


Fig. 42.



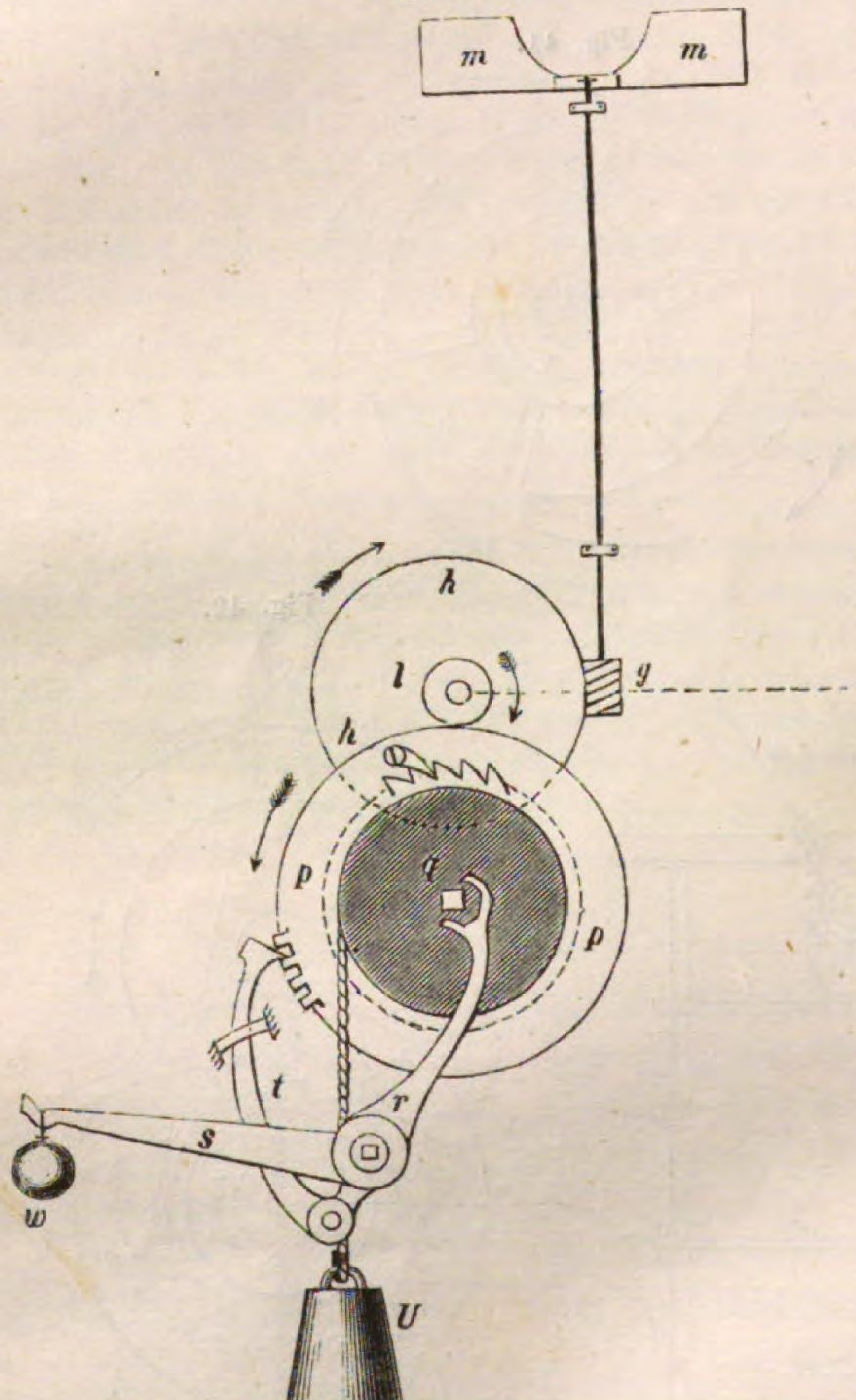
Die Haupttheile einer derartigen Thurmuhr (der Kreuzkirche in Hannover) sind Fig. 40, 41, 42 und 43 abgebildet.

Bei dieser Uhr kommt das Gewicht U (Fig. 43) am Gehwerke nur alle Minuten auf ein paar Secunden zur Thätigkeit (der Minutenzeiger bewegt sich nur sprungweise), während Steigrad und Pendel den erforderlichen Antrieb

durch eine besondere Kraft, eine Hülfsfeder π (Fig. 41) erhalten, die alle Minuten von Neuem aufgezogen wird.

Zum besseren Verständniss unserer Abbildungen werde noch bemerkt, dass Fig. 40 und 41 das Remontoir in vergrössertem Maassstabe darstellen, Fig. 42 die Seite der Uhr zeigt, wo sich das Haupttriebgewicht und ein Windfangregulator *m* für dasselbe befindet, und endlich Fig. 43 der anderen Langseite des Gestelles zugekehrt ist. Durch Vergleich der Grundrissfigur 40 mit den Aufrissen Fig. 42 und 43, wo überall gleiche Theile mit denselben Buchstaben bezeichnet sind, ergiebt sich die betreffende Anordnung ohne Weiteres.

Fig. 43.



Dabei ist *a* das sogenannte kleine Bodenrad, welches mit dem Rade *h* (mit schiefen Zähnen) zugleich auf die Welle *e* gebracht ist. Letzteres Rad ist jedoch allein auf der Welle *e* befestigt (festgekeilt), während *a* lose darauf sitzt, wozu die in Fig. 40 erkennbare Hülse *d* vorhanden ist, die ausser mit *a* auch mit dem Rade *b* (eine Art Sperrrad) zum Auslösen unabänderlich verbunden ist, so dass sich *ab* und *d* stets gemeinsam um die Welle *e* drehen müssen. Das Auslösungsrad ist Fig. 41 in der Seitenansicht gehörig dargestellt, wobei namentlich auf das Gehäuse *f* (lose auf *e* steckend) aufmerksam gemacht werden muss, in welchem sich eine gewöhnliche Taschenuhrfeder π befindet. Diese Feder ist einerseits mit dem inneren Ende an der Welle *e*, mit dem äusseren aber an dem Umfange des Gehäuses *f* befestigt. Ueberdies liegt in letzterem eine gehörig drehbare verzahnte Scheibe mit endloser Schraube, die

durch einen auf die Achse der letzteren gesteckten Schlüssel umgedreht und wodurch die Feder in eine derartige Spannung gebracht werden kann, wie zur Triebkraft des Steigrades oder der Ganghemmung erforderlich ist. Zum Rade *b* gehört ferner noch der Hebel *c*, der jede Minute in nachher zu beschreibender Weise ausgelöst wird.

Das Rad *h* mit schiefen Zähnen, welches, wie aus Fig. 43 erhellt, vom Gewichte *U* umgedreht werden kann, greift in eine viergängige Schraube *g*, auf deren verticaler Welle der Windfang *m* festsitzt. *i* ist ein sogenannter Schlussarm, der, wie Fig. 40 zeigt, mit dem Auslöshebel δc auf einerlei Horizontalachse *n* befestigt ist, die Wirkung des Gewichtes *U* und dadurch die Bewegung des Rades *h*, des Minutenzeigers, des Windfanges etc. so lange aufhebt, bis die Zeit von einer Minute zum beabsichtigten Auslösen verstrichen ist. Um das Stillhalten der Welle *g* rechtzeitig zu bewirken, befindet sich an derselben ein Zahn oder Arm α (Fig. 40), der sich gegen eine Art Daum β lehnt, welcher am Schlussarme *i* festsitzt.

Endlich ist *l* ein Getriebe (wie *h* auf *e* gehörig befestigt), welches (wie Fig. 43 erkennen lässt) in das sogenannte Walzenrad *p* greift.

Nach diesen Auseinandersetzungen ist die Wirkungsweise des Remontoirs leicht erklärlich.

Die Hülfsfeder π bestrebt sich fortwährend, das Gehäuse *f* und damit die Hülse *d*, das kleine Bodenrad *a*, das Steigradgetriebe und somit das Steigrad selbst in Umdrehung zu versetzen, wodurch dem Pendel stets so viel neue Triebkraft zugeführt wird, als ihm (von der eigenen Schwerkraftwirkung) durch Reibung und Luftwiderstand verloren geht. Kurz vor Ablauf einer Minute wird durch die Umdrehung des Auslösrades *b* der Hebel δc gehoben (diese Lage hat der Hebel ziemlich in Fig. 42 erreicht), ebenfalls der Schlussarm *i*, worauf sich β erhebt, womit α und der Windfang *m* frei wird. Letzterer bewegt sich sodann auch, vom Gewichte *U* getrieben, einmal herum, wodurch zu gleicher Zeit, zufolge rascherer Umdrehung der Welle *e*, die Feder *f* wieder so viel gespannt wird, als dieselbe während einer Minute abgelaufen war. Gleichzeitig springt aber auch der Minutenzeiger der Uhr um einen entsprechenden Theilstrich weiter, d. h. dieser Zeiger ist selbstverständlich springend und nicht schleichend.

Dieser Vorgang wiederholt sich ohne Unterbrechung so lange, als der Wärter nicht Fehler begeht, oder zu starker Frost das Oel so erstarrt, dass die Kraft nicht ausreicht, die überhaupt vorhandenen Reibungen überwinden zu können. Letzterem Uebel kann jedoch der Wärter bei einiger Aufmerksamkeit dadurch begegnen, dass er die Feder π mittelst der erwähnten endlosen Schraube (Fig. 41) entsprechend spannt und gleichzeitig (bei starkem Frostwetter) das Gewicht der Uhr vermehrt.

Bei der Kreuzuhr in Hannover bewährt sich dieser Gleichheitsaufzug ganz vortrefflich und befördert den richtigen Gang derselben, der sonst durch Wind und Wetter bei der vorhandenen Zeigeranordnung gewiss erheblich gestört werden würde, indem bei 40,0 Meter Wellenleitung zu den vier Zeigern (nach den vier Himmelsgegenden hin), jeder von 1,5 Meter Länge, 10 Stück Kegelräder und 12 Stück Räder in den Zeigerwerken erforderlich werden.

Schliesslich sei noch bemerkt, dass der Constructeur die Kreuzthurmuhr mit einer sogenannten Aushülfskraft (einem kleineren Gewichte *w* Fig. 43) versehen hat, welche während des Aufziehens der Uhr wirksam wird. Sobald nämlich der Wärter den Schlüssel zum Aufziehen der Uhr auf den viereckigen

Theil der Schnurtrommelwelle *q* setzen will, muss er zuvor einen Arm *r* zur Seite schieben, wodurch eine Art Ziehklinke *t* in die Zähne des grossen Bodenrades *p* fasst und diese, durch die Energie des am Hebel *s* aufgehangenen Gewichtes *w*, die Umdrehung des Rades *p* und somit den Gang der Uhr veranlasst.

Zweites Capitel.

Uhrwerke zu besonderen Zwecken.

§. 26.

Wächter-Controluhren [1]).

Die Uhren, welche zur Controle der Aufmerksamkeit, Thätigkeit und Pünktlichkeit, überhaupt der Pflichterfüllung von Nachtwächtern, Fabrikaufsehern, Gefangenwärtern etc. dienen, bilden einen passenden Uebergang von den bisher betrachteten Uhren, welche ausschliesslich zum Messen und Zählen der Zeit bestimmt waren, zu jenen, wo das Uhrwerk besonderen Zwecken dient.

Eine der allereinfachsten Wächteruhren lässt sich dadurch herstellen, dass man (wie Dollfuss in Mühlhausen) [2]) einen mit Papier beklebten scharnierartig um die untere Kante einer gewöhnlichen (am besten sogenannten Schwarzwälder) Wanduhr drehbaren Rahmen anbringt und diesen zur geeigneten Zeit gegen einen spitzen Stift bewegt oder schlägt, welcher auf dem Stundenzeiger der Uhr angebracht ist.

Ebenfalls einfach ist die Anordnung zu nennen, wo man den Stundenzeiger der Uhr auf einer kreisförmigen Scheibe befestigt, die in einer in der Mitte des Zifferblattes concentrisch ausgeschnittenen Oeffnung Platz findet. Nahe dem äusseren Rande dieser Scheibe sind in gleichen Abständen 48 Löcher (der Anzahl erforderlicher Viertelstunden entsprechend) gebohrt, in welchen sich cylindrische Stifte mit gehöriger Reibung verschieben lassen. Letzterer Act wird durch einen anderen entsprechenden Stift bewirkt, der am Ende eines geeigneten Hebels befestigt ist, den man durch eine Art von Klingelzug in Bewegung setzen kann. Abbildungen hiervon enthält die unten angegebene Quelle [3]).

Versieht man die vorbemerkte, sich mit dem Stundenzeiger drehende Scheibe mit Löchern, die in verschiedenen concentrischen Kreisen stehen, so

1) Zeitschrift für Gross- und Kleinuhrmacher jeder Gattung. Bd. 1 bis 4. (1845 bis 1853.) Weimar, Voigt's Verlag. — Schmidt, Die englischen Pendeluhren. S. 82. (Wecker- und Wächteruhren.) Weimar 1856. Rühlmann, Ueber Wächter-Controluhren in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrgang 1861, S. 104 und ebendaselbst Jahrgang 1868, S. 214.

2) Bulletin de la Société de Mulhouse. Tom. XVI. (1842.) P. 88 und daraus im Gewerbeblatte für das Königreich Hannover. Jahrg. 1843. S. 8.

3) Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover. Jahrg. 1861. S. 108.

lässt sich mit Hülfe einer derartigen Uhr eine beliebige Anzahl von Stockwerken oder Zimmern controliren, während die vorbemerkte nur für eine Localität ausreicht [1]).

Einige Aehnlichkeit mit vorbemerkten Controluhren hat die des Uhrmachers Theodor in Königsberg, wobei sich ein Zifferblatt dreht, welches am Umfange mit 48 rectangulären Klappen versehen ist, welche durch entsprechende Hebelwirkung vom Wächter geöffnet werden müssen etc. [2]).

Professor Gintl's (in Graz) Controluhr [3]) besteht aus zwei in einander gesteckten Cylindern, wovon der äussere unbeweglich, der innere (der Stundencylinder) beweglich und mit 12 bis 48 Fächern versehen ist. Am äusseren Cylinder befindet sich ein Schlitz, durch welchen nach Verlauf entsprechender Zeit vom Wächter eine Marke aus dünnem Kartenpapier, Blech oder Horn gesteckt wird.

Der Uhrmacher C. Meyer zu Hameln a. d. Weser verfertigt Controluhren, wobei eine durch Gewicht getriebene Pendeluhr ein horizontal angebrachtes Zifferblatt bewegt, an dessen Umfange ebenfalls 48 gleich vertheilte Fächer angebracht sind, die sich gleichmässig mit demselben umdrehen. Das ganze Werk befindet sich in einem hölzernen Kasten mit verschliessbarem Deckel, der an einer Stelle über dem Fächerende einen Spalt (Einschnitt) mit Trichter trägt, durch welchen Blechmarken gesteckt werden können. Von Viertelstunde zu Viertelstunde schiebt sich ein anderes Kästchen unter die Spalte etc.

Letzteren beiden Uhrgattungen hängt vornehmlich das Uebel an, dass Marken in dem Augenblicke eingesteckt werden können, wo sich gerade die Scheidewand zweier Fächer oder Kästchen unter der Spalte befindet, also zwei Marken in verschiedene Kästchen zu gleicher Zeit einzubringen sind.

Eine sogenannte hydraulische Wächter-Controluhr ganz eigenthümlicher Anordnung hat vor einiger Zeit ein Herr Münster in Anwendung gebracht [4]). Dabei wird ein vertical stehender Cylinder, der mit 16 Zellen zur Aufnahme von Wasser versehen ist, in jeder halben Stunde derartig bewegt, dass immer eine neue Zelle unter die Ausflussöffnung eines gemeinsamen Wasserbehälters gelangt. Nach Ablauf einer achtstündigen Wachtzeit muss das Wasser in allen 16 Zellen gleich hoch stehen u. s. w.

Weit übertroffen sowohl an sinnreicher Einrichtung wie praktischer Brauchbarkeit und Sicherheit werden alle bis jetzt beschriebenen Controluhren durch die tragbare Uhr des Uhrmachers Bürk zu Schwenningen (Würtemberg), weshalb auch diese hier allein (in wahrer Grösse) Fig. 44, 45 und 46 abgebildet wurde.

Fig. 44 stellt die Uhr von oben gesehen (im Grundrisse) dar, wobei ein

1) Abbildungen und Beschreibungen einer derartigen Uhr finden sich in der vorher citirten Zeitschrift für Uhrmacher Bd. 4. S. 65 und in Dingler's Polytechnischem Journal. Bd. 118. (Heft 5.) Jahrg. 1850.

2) Deutsche Gewerbezeitung 1847. Nr. 26 und hierauf in der Zeitschrift für Uhrmacher. Bd. 2. S. 138.

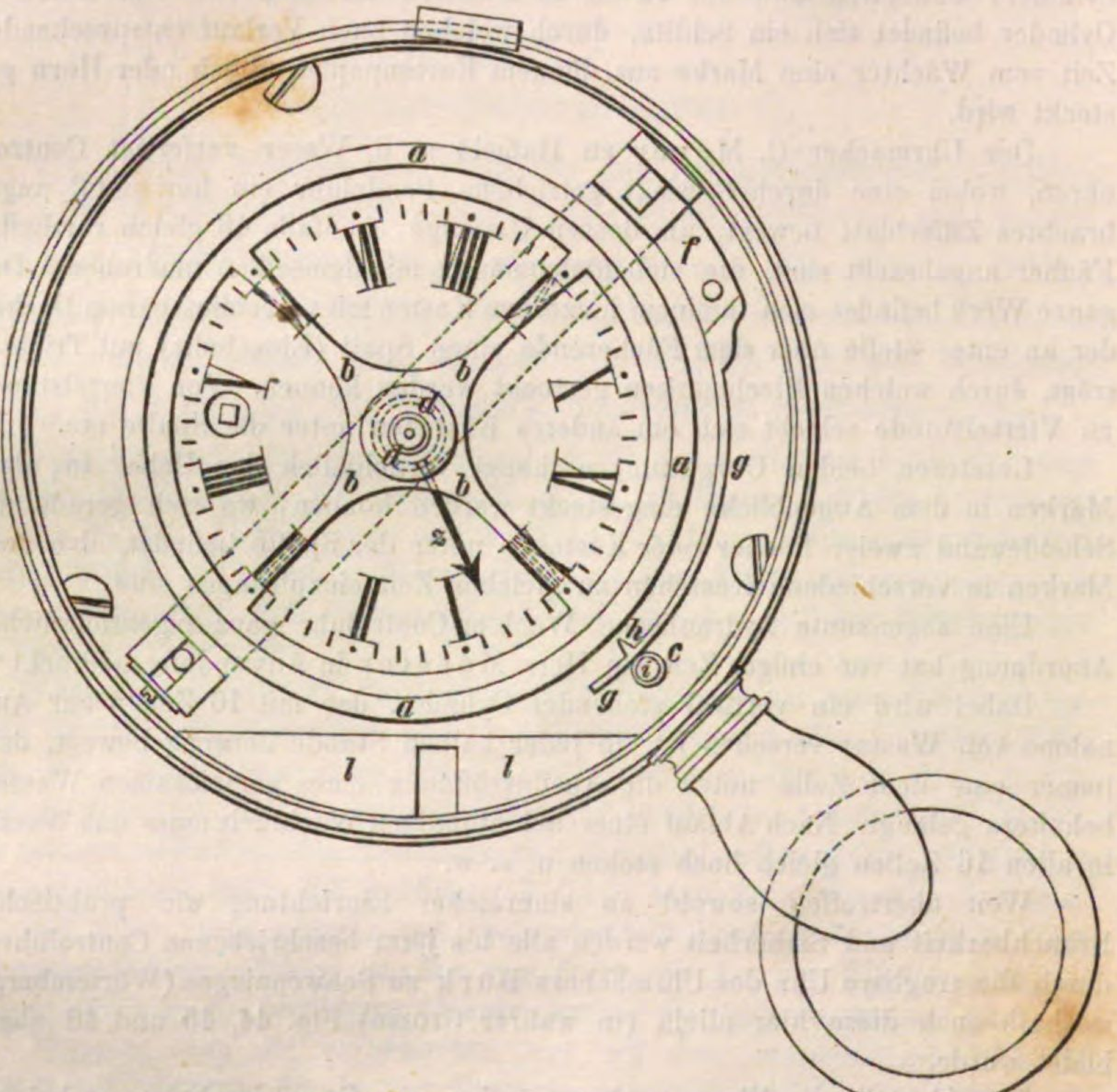
3) Innerösterreichisches Gewerbeblatt. Jahrg. 1843. S. 377. Daraus in der Zeitschrift für Uhrmacher. Bd. 1. (1845.) S. 40.

4) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Jahrg. 1858. S. 183.

Verschlussdeckel entfernt gedacht werden muss, ohne welchen der Wächter die Uhr nie zu Gesicht bekommt, so dass ihm überhaupt das Ablesen irgend einer Stunde auf dem Zifferblatte eben so unmöglich ist, wie das Bekanntwerden mit dem Mechanismus des Werkes.

Eine cylindrische Dose *A* (Fig. 45) dient zur Aufnahme einer Ankeruhr, die in dem unteren, mit *U* bezeichneten Theile derselben placirt und nur mit einem Stundenzeiger *z* ausgerüstet ist. Auf die nach aussen über die Ebene des Zeigers *z* verlängerte Drehachse *y* ist ein dünner cylindrischer Ring *a* gesteckt,

Fig. 44.



der mit einer sogenannten Riemenscheibe (für den Maschinenbetrieb) viel Aehnlichkeit hat, mit dünnen Aermchen *b* und einer Nabe *d* versehen ist. In letzterer (der Nabe) ist ein Einschnitt angebracht, welcher den Zeiger *z* derartig von zwei Seiten umfasst, dass die Drehung des Zeigers auch die des Ringes *a* um die gemeinsame Verticalachse *y* (Fig. 45) veranlasst.

Ein oberer Zapfen (für die verlängert zu denkende Achse *y*) findet sein Lager in einer schmalen rectangulären Klappe (Fig. 44 punktirt angegeben), die sich scharnierförmig um das eine Ende dreht, während am anderen Ende ein passender Federverschluss angebracht ist, um den Ring *a* vor jeder un-

zweckmässigen, störenden Verschiebung zu sichern. Der äussere Mantel des Ringes ist mit einigen eingedrehten Rillen, sowie mit zwei hervorragenden Spitzen (Stiften) versehen, um auf demselben einen Papierstreifen befestigen zu können, der nach Sechstelstunden, überhaupt so eingetheilt ist, wie Fig. 45 hinlänglich erkennen lässt.

Auf dem inneren breiten Rande des Gehäuses *A* sind über einander liegend, jedoch ohne sich zu stören, s e c h s Federn *g* angebracht, deren breitere Enden bei *f* befestigt, die dünneren Enden aber frei gelassen und mit Spitzen *h* ausgerüstet sind, deren Gestalt besonders aus Fig. 44 erhellt. Hinter diesen freien Enden befindet sich ein cylindrischer Ständer *i* (Fig. 45), welcher als Stütze oder Führung (Dorn) von Schlüsseln k_6 und k_1 dient, welche Fig. 46 besonders abgebildet sind und deren Rohre eine solche Weite oder Bohrung haben, dass man sie bequem über die Achse *i* schieben kann. Jeder dieser Schlüssel hat seinen Bart (beziehungsweise *α* und *δ*) an einer anderen Stelle und sind daher eben so viel Schlüssel wie Federn, d. h. sechs vorhanden.

Fig. 45.

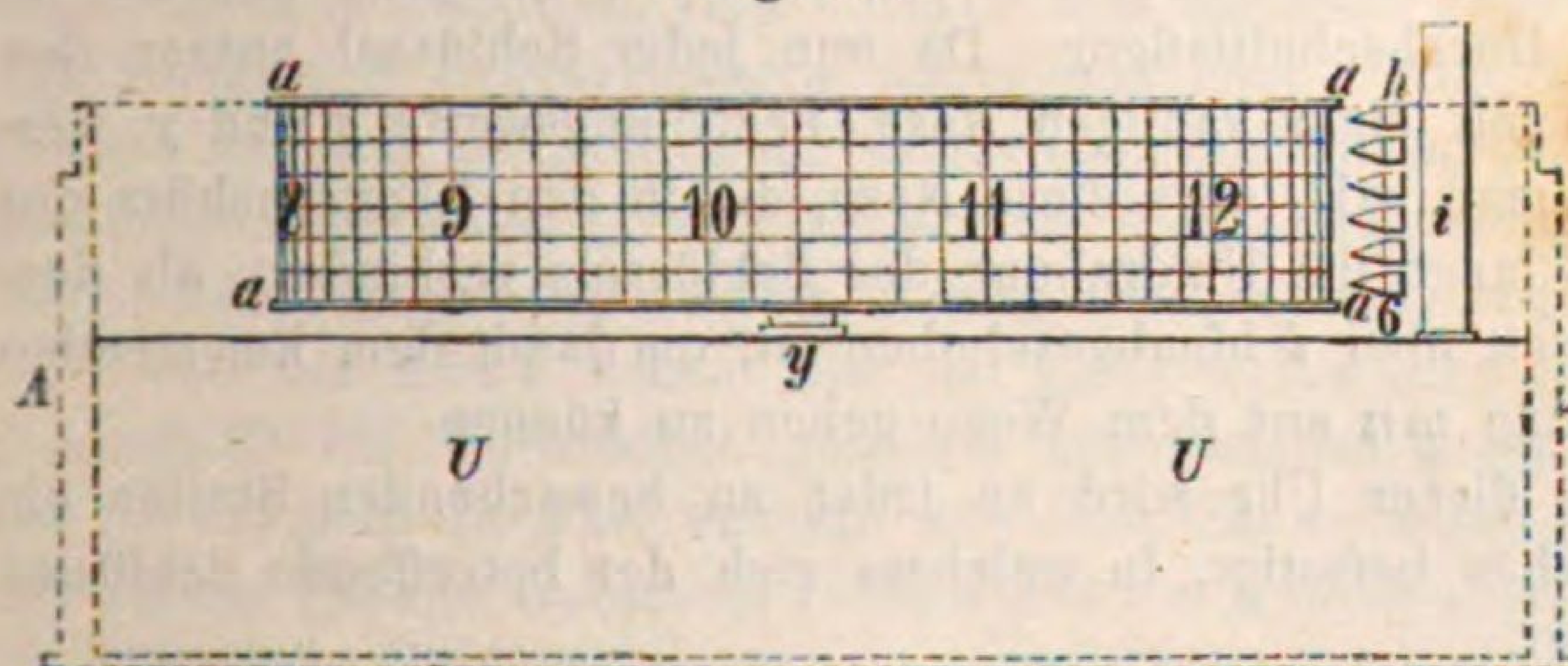
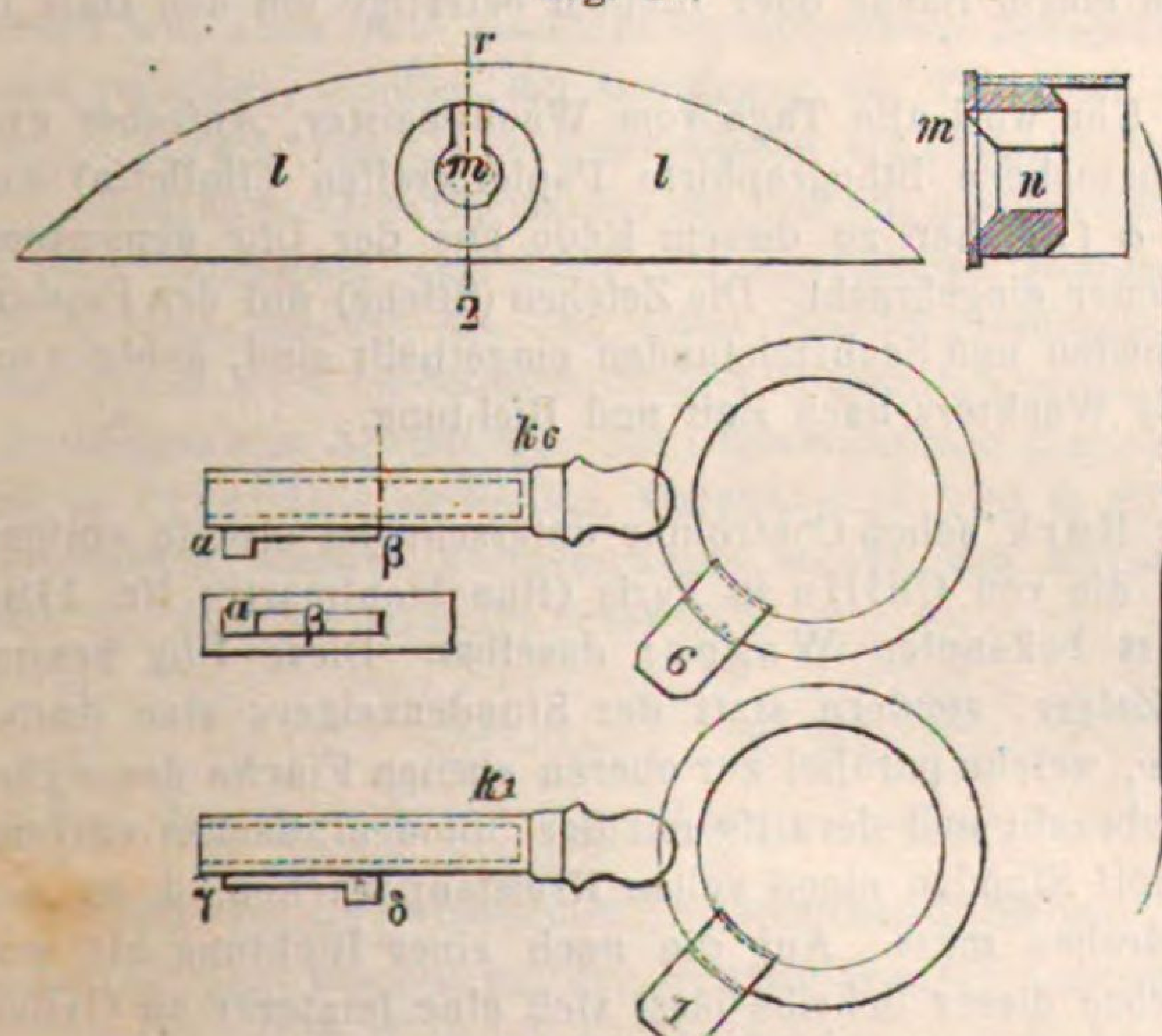


Fig. 46.



Jeder dieser Schlüssel hat den Zweck, eine bestimmte der sechs Federn (Fig. 45) entsprechend zu biegen und dabei zu veranlassen, dass die Spitzen *h* Stiche (also Zeichen) auf den Papierstreifen (8 bis 12) am Mantel von *a* machen, wodurch gleichsam die Controle sichtbar dargestellt wird.

In unserer Abbildung sind nur zwei dieser Schlüssel gezeichnet, und zwar gehört k_6 zum Biegen der untersten oder sechsten, der k_1 ebenso zur ersten Feder, weshalb diese Schlüssel auch (in Wirklichkeit) die correspondirenden Marken 6 und 1 tragen.

Noch muss auf die ebenso zweckmässige wie sinnreiche Anordnung auf

merksam gemacht werden, wodurch verhütet wird, dass der Wächter mit einem und demselben Schlüssel, vielleicht mit Nr. 6, welcher die Nase oder den Bart *α* am äussersten Ende hat, jede der übrigen Federn zu biegen und die erforderlichen Eindrücke mit deren Spitzen auf dem Papierstreifen im Mantel von *a* zu machen im Stande ist.

Hierzu hat man nämlich im Deckel (wovon in Fig. 46 ein Segment *l* abgebildet ist) der Büchse *A* einen nach innen reichenden Ansatz *m* derartig angebracht, dass dessen Mitte mit der Achse des Dornes *i* (Fig. 45) correspondirt. Die nähere Gestalt dieses Ansatzes erkennt man übrigens aus der in Fig. 46 gezeichneten Durchschnittsfigur. Da nun jeder Schlüssel ausser den Bärten *α* und *δ* noch mit einer kantigen Nase, beziehungsweise *β* und *γ*, versehen ist, so erkennt man bald, dass diese Nase, die in den Längenschlitz des Ansatzes *m* passt, so lange die Umdrehung des Schlüssels verhindert, als derselbe nicht derartig weit über *i* hinabgeschoben ist, um damit dem hemmenden Einschnitte der Oeffnung *mn* aus dem Wege gehen zu können.

Beim Gebrauche dieser Uhr wird an jeder zu bewachenden Station ein verschliessbares Kästchen befestigt, in welchem sich der betreffende Schlüssel an einer Kette befindet.

Damit der Uhr durch Fallenlassen oder Anstossen nichts geschehen kann, trägt sie der Wächter an einem Bande oder Riemen befestigt um den Hals in der Tasche.

Das Aufziehen der Uhr wird alle Tage vom Wachtmeister, Aufseher etc. besorgt, dabei der durchstochene lithographirte Papierstreifen (Bulletin) auf dem Mantel des Ringes *a* (welcher zu diesem Ende aus der Uhr genommen wird) entfernt und ein neuer eingebracht. Die Zeichen (Stiche) auf den Papierstreifen, welche nach Stunden und Sechstelstunden eingetheilt sind, geben Auskunft über die Gänge des Wächters nach Zeit und Richtung.

Zusatz. Von der Bürk'schen Controluhr unterscheidet sich in einigen Beziehungen vortheilhaft die von Collin in Paris (Rue Montmartre Nr. 118), Nachfolger des rühmlichst bekannten Wagner daselbst. Diese Uhr besitzt gar keine gewöhnlichen Zeiger, sondern statt des Stundenzeigers eine dünne kreisförmige Messingplatte, welche parallel zur oberen ebenen Fläche des cylindrischen Uhrkörpers angebracht und derartig mit der Stundenradachse verbunden ist, dass sie alle zwölf Stunden einen vollen Kreislauf machen, d. h. sich einmal um ihre Achse drehen muss. Auf die nach einer Richtung hin entsprechend verlängerte Achse dieser Scheibe lässt sich eine letzterer an Grösse völlig gleiche Papierscheibe concentrisch aufstecken und vermittelst einer geeigneten, auf die Achse zu schraubenden Druckscheibe derartig befestigen, dass die Papierscheibe unverrückbar auf der Messingscheibe liegen bleibt und sich mit dieser so gleichförmig umdreht, als bildeten Papier und Messingscheibe ein völlig zusammengehöriges Ganze. Das Zifferblatt ist ferner durch eine (undurchsichtige) Metallplatte gedeckt, die zugleich den Uhrgehäusedeckel bildet. Unweit des Randes ist diese Scheibe mit einer Kreisöffnung von solcher Grösse versehen, dass man stets nur eine der betreffenden Stundenzahlen völlig freistehend erkennt, sobald sich letztere Zahl durch Drehung der Papierscheibe genau in die Mitte der gedachten Deckelöffnung gestellt hat. Eine zweite aber längliche (elliptische) Oeffnung im Gehäusedeckel vermittelt mit noch anderen

Anordnungen die beabsichtigte Controle. Bei der Ausübung der letzteren hält der Wächter die Uhr so in der Hand, dass die ebenen Gehäusflächen derselben eine verticale Lage annehmen. Sodann drückt er die äussere ebene Fläche des Gehäuses an der Controlstelle gegen einen daselbst befestigten, horizontal gerichteten Stift, der dünn genug ist, um in die vorgedachte elliptische Oeffnung eindringen und einen Eindruck auf der oberen Fläche der Papierscheibe erzeugen zu können. Da der so gemachte Eindruck ein bleibender ist, so ergiebt sich damit zugleich das Princip der Controle. Um die Einwirkung des Stiftes gegen die Papierscheibe dem Auge nicht bloss als Eindruck, sondern als Abdruck vorzuführen, fügt Collin dem Apparate Papierscheiben bei, welche mit geeigneter Druckschwärze imprägnirt sind. Hierüber und über weitere Details der ganzen Anordnung findet sich Aufklärung in einem vom Verfasser geschriebenen Aufsatze, welcher sich in den vorher citirten Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins (Jahrg. 1868, S. 214) abgedruckt findet.

Von der Bürk'schen Uhr hat die Collin'sche den Vorzug, dass der Controlstift für Unberufene gänzlich unzugänglich gemacht ist. Letzteres ist bei Bürk nicht der Fall, weshalb sich diese Uhr mehr für das Innere geschlossener Räume (Gänge, Gallerien, Höfe, Keller etc.), nicht aber, wie die Collin'sche, für öffentliche Strassen eignet.

Anmerkung. Einer Anwendung der Uhrwerke zu besonderem Zwecke müssen wir, auch ihrer geschichtlich-technischen Bedeutung wegen, mindestens als Notiz gedenken, nämlich der Benutzung als Triebkraft der Pumpwerke bei den (1800) in Paris von Carcel erfundenen Uhrlampen.

Sind auch diese Uhrlampen für den allgemeinen Gebrauch zu theuer und sind sie auch in jüngster Zeit durch die sogenannten Kolbenlampen (hydrostatischen „Moderateur-Lampen etc. etc.") fast gänzlich verdrängt worden, so nehmen sie doch immer noch hinsichtlich ihrer Vollkommenheit den obersten Platz ein. Beschreibungen und Abbildungen der Uhrlampen von Carcel, Careau u. A. findet man in Prechtl's Technolog. Encyklopädie. Bd. 9. S. 198. Artikel „Lampe". Abbildungen neuerer Verbesserungen enthält das Bulletin d'encouragement etc. 1850. P. 1139 u. 1852. P. 1239 [1]).

§. 27.

Bratenwender [2]).

Eine recht nützliche Anwendung finden Uhrwerke zur Umdrehung der sogenannten Bratenwender, wenn Fleisch (nach englischer oder italienischer Methode) am Spiesse bei freiem Feuer gebraten werden soll, sowie man in jüngster Zeit von derartigen Mechanismen auch recht vortheilhaften Gebrauch in dem Falle macht, wo beliebig auszustellende Gegenstände (Galanteriewaaren, Putzsachen, im Ankleiden begriffene Figuren etc.) hinter Schau-

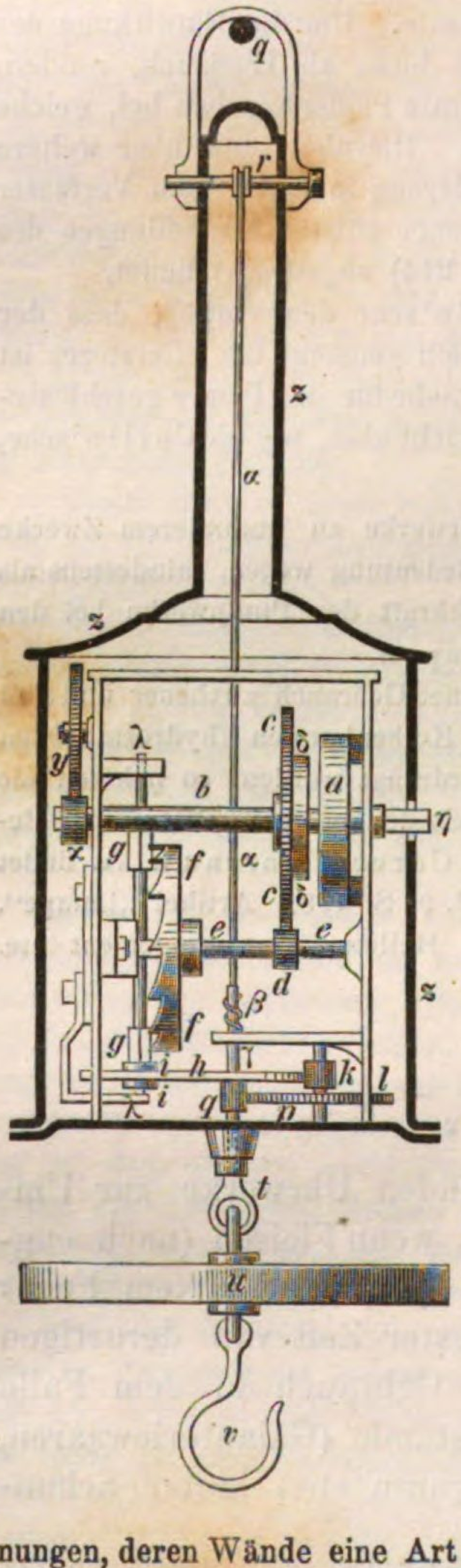
1) Man sehe über diesen Gegenstand auf Karmarsch' „Geschichte der mechanischen Technologie" S. 846—849.

2) Prechtl, Technologische Encyklopädie. Bd 3. Artikel „Bratenwender". — Barlow, A treatise on the manufactures and machinery of Great-Britain. P. 312. „Roasting Jacks." London 1836.

festern der Verkaufsläden der besseren Besichtigung wegen in eine rotirende Bewegung versetzt werden sollen.

Fig. 47 stellt eine dieser Maschinen (Feder-Bratenwender) dar, wie sie jetzt in England am gebräuchlichsten sind.

Fig. 47.



Die als Triebkraft dienende Feder ist in der unbeweglichen cylindrischen Trommel *a* (dem Federhause) eingeschlossen, wobei das eine äusserste Ende am Mantel der Trommel befestigt, das andere, innere Ende aber mit der Welle *b* verbunden ist und daher diese letztere zur Umdrehung veranlasst wird. Auf die Welle *b* ist ferner ein Sperrrad *δ* gekeilt, sowie daneben ein Zahnrad *c* lose aufgeschoben und diese beiden (*δ* und *c*) in der Weise durch Sperrklinke und Feder vereinigt (verkuppelt), wie solches bei den Uhren (S. 43) beschrieben und durch Abbildungen erläutert wurde.

Das Zahnrad *c* greift in ein Getriebe *d*, welches mit dem Steigrade *f* auf derselben Achse *e* festsitzt. Das Steigrad nebst den beiden auf der Verticalwelle *λ* befestigten Lappen *gg* bilden überhaupt zusammen die bereits S. 47 ausführlich erörterte Spindelhemmung, wodurch also eine hin- und hergehende Bewegung der Welle *λλ* und mit dieser eine eben solche des Zahnbogens *ih* bewirkt wird, der mit *λ* unabänderlich verbunden ist. In Bezug auf letzteren werde überdies bemerkt, dass die beiden Arme, welche dieser Zahnbogen hat, derartig weit von einander abstehen und so mit der Nabe *i* verbunden sind, dass das Verticalstück *αβγt*, worauf wir nachher zurückkommen, ungeachtet dieses Zahnbogens frei herabgeht, ohne dass eine gegenseitige Störung stattfindet.

Der Zahnbogen *h* greift in ein Getriebe *k*, welches mit einem anderen Zahnrade *l* auf derselben Achse sitzt, wobei *l* ferner in den Zahntrieb *q* fasst, welcher auf dem gehörig verlängerten Stücke *αβt* befestigt ist.

Die Verticalwelle, um welche *q* läuft, hat, im wahren Sinne des Wortes, keine eigentlichen Zapfen, sondern passirt frei zwei Oeffnungen, deren Wände eine Art Halslager bilden (wovon sich die eine im Stege zwischen *β* und *γ*, die andere im Boden des Gesammtgehäuses *z* befindet) und ist endlich an der aus losen Seidenzwirnfäden gebildeten Schnur *αα* aufgehangen, deren oberes Ende man bei *r* befestigt hat.

Die Fortsetzung der Achse von *q* geht übrigens frei durch den Boden des

Gehäuses z und endet in einem Ringe t, der zur Aufnahme einer Metallscheibe u und des Hakens v dient, in welchem man (mittelst einer zwischengebrachten Kette) das zu bratende Fleisch oder den Gegenstand hängt, den man überhaupt in die betreffende Umdrehung versetzen will.

Die beschriebene Aufhängungsart der Welle q und mit ihr des Hakens v hat übrigens nicht blos den Zweck, die Zapfenreibung der Welle q (fast) ganz zu vermeiden, sondern unter Zuziehung der gewichtigen Metallscheibe u ein Torsionspendel zu bilden, dessen Aufhängepunkt in der Achse r liegt und welches zur Regulirung der ungleichförmig wirkenden Kraft der in a befindlichen Feder dient.

Ein aus zwei Rädern x und y gebildetes Gegengesperre (von der Art, wie bereits S. 50 ausführlich beschrieben wurde) verhindert, dass man mittelst eines bei η aufgesteckten Schlüssels die an der Achse $x\,b\,\eta$ befestigte Feder nicht zu stark spannen kann.

Nach vorstehenden Auseinandersetzungen versteht sich die Wirkungsweise der ganzen Maschine fast von selbst. Die im Gehäuse a befindliche Feder dreht die Welle b continuirlich nach einer und derselben Richtung um, welcher Bewegung das Steigrad f mit (durch die Zahnräder c und d) vergrösserter Geschwindigkeit folgt. Da das Rad f mit seinen Zähnen bald gegen den oberen, bald gegen den unteren der Lappen g trifft, so wird die Welle λ bald nach der einen, bald nach der anderen Richtung zu einer (hin- und hergehenden) Schwingung veranlasst, welche durch die Zahnräder h und k, sowie l und q, auf die Achse αu übergetragen und derartig multiplicirt wird, dass der Haken v immer eine gewisse Zahl von ganzen Umdrehungen nach der einen, wie bald darauf nach der anderen (entgegengesetzten) Richtung macht, obwohl der Zahnbogen h niemals eine ganze Umdrehung zu verrichten im Stande ist.

Damit nach Entfernung des in v aufgehangenen Gegenstandes, von gewöhnlich nicht ganz geringem Gewichte, die Triebfeder a gar keine zu rasche Drehung zu bewirken im Stande ist, und nach Wegnahme der Metallscheibe u sogar ein Stillstand des ganzen Mechanismus eintritt, hat man eine Spiralfeder β auf dem Stege γ angebracht, deren freies Ende einen aufwärts gerichteten Zug auf die Welle q ausübt und dadurch einen zwischen t und q sichtbaren Ansatz so gegen den Boden des Gehäuses z drückt, dass zwischen den betreffenden Berührungsflächen so viel Reibung entsteht, als erforderlich war, um die Wirksamkeit der Feder zu vermindern oder gar zu vernichten.

Bratenwender, welche durch Gewichte, und noch andere, die durch Luftzug bewegt werden, der auf ein (windmühlenartiges) horizontal gelegtes Flügelrad wirkt, finden sich beschrieben und abgebildet in der technologischen Encyklopädie von Prechtl (Bd. 3, S. 76 u. 78), worauf hier verwiesen werden muss.

§. 28.

Automat [1]).

Zu den Uhrwerken für besondere Zwecke kann man auch die Automaten zählen, worunter man (im engeren Sinne) Maschinen

1) Borgnis, Traité complet de mécanique appliquée aux arts. Paris 1820. Des machines imitatives. §. 1, 41, 238 u. 486. — Gehler's Physikalisches Wörter-

versteht, welche durch in der Regel verborgene Kräfte (Federn, Gewichte, Magnete etc.) in Bewegung gesetzt werden und meistentheils dazu bestimmt sind, die Thätigkeiten und Handlungen lebender Wesen nachzuahmen [1]). Gegenüber den Leistungen der neueren Mechanik nehmen diese Maschinen (Kunstwerke), mit wenigen Ausnahmen, zwar den Charakter der Spielereien an, verdienen jedoch ihrer mehrfach äusserst scharfsinnigen Anordnungen und Combinationen wegen, die als Ideenmagazine benutzt werden können, immerhin die Aufmerksamkeit der Studirenden.

Ohne hier auf die Beschreibung von Automaten der Vorzeit einzugehen, zu deren Kenntnissnahme die vorher angegebenen Quellen (namentlich Gehler) benutzt werden können, machen wir nur auf einige des vorigen und gegenwärtigen Jahrhunderts aufmerksam, von denen besonders die Automaten des Franzosen Vaucanson (1738), der Gebrüder Droz (1772) in Chaux de Fonds und des Akustikers Kaufmann (1807) in Dresden erwähnt zu werden verdienen.

Von Vaucanson sind namentlich drei kunstvolle Automaten bekannt geworden: ein Flötenspieler, ein Pfeifer und eine Ente [2]). Die Mechanik des $3^1/_2$ Fuss hohen Flötenspielers (in sitzender Stellung) verdiente nicht blos Bewunderung wegen Kopf- und Fingerbewegungen, sondern hauptsächlich wegen der ungemein künstlichen Bewegungen von Zunge und Lippen. Der Automat spielte zwölf verschiedene, allerdings einfache Musikstücke.

Der Pfeifer (aus der Provence), ebenfalls in sitzender Stellung, blies, mit der linken Hand haltend, eine dreilöcherige Pfeife und schlug mit der rechten Hand auf einer Trommel (Tambour de Basque).

Das schönste Stück, die etwas über lebensgrosse Ente, aus Kupferblech gefertigt, zeichnete sich durch die Bewegungen von Hals und Flügel aus, sträubte bewundernswerth die Federn, schnatterte, tauchte unter, frass Körner, trank Wasser, verdaute und gab die Excremente von sich [3]).

Die Automaten der beiden Jaquet Droz (Vater und Sohn) betrachtet man noch heute als das Ausgezeichnetste, was für die Mechanik geborene

buch. Bd. 1. S. 649. Artikel „Automat". — Hülsse, Allgemeine Maschinen-Encyklopädie. Bd. 1. S. 673. (Ohne Abbildungen.) — Prechtl's Technologische Encyklopädie. Bd. 1. S. 403. — Heister, Nachrichten über G. C. Beireis (1759 bis 1809 Hofrath und Professor zu Helmstedt). S. 208. (Die Automaten.) Berlin 1860.

1) Wenn die Automaten menschliche Gestalten haben und diese die Verrichtungen etc. der Menschen nachahmen, nennt man sie wohl auch Androiden.

2) Le mécanisme du flûteur automate. Paris 1738. Hiernach deutsch bearbeitet im Hamburger Magazin. Bd. 2. Erstes Stück.

3) Nach v. Heister's Mittheilungen (a. a. O.) stellte man Vaucanson's Automaten anfänglich zur Schau aus, wo sie, namentlich 1753 in Nürnberg, gezeigt und auch zum Verkaufe für 12000 Francs ausgeboten wurden. Nachher standen sie 28 bis 30 Jahre lang eingepackt beim Handelshause Pflüger in Nürnberg und wurden endlich 1785 vom Professor Beireis in Helmstedt acquirirt, der sie in Gang bringen liess. Nach Beireis' Tode (1809) blieben die Automaten noch lange in

Genies ersinnen und verwirklichen können. Die merkwürdigsten dieser Automaten sind drei sitzende Kinder, nämlich eine anscheinend 12 bis 13 Jahr alte Clavierspielerin, ein Knabe von 3 bis 4 Jahren, welcher zeichnet, und ein anderer Knabe, welcher schreibt.

Bei dem Mädchen bewegen sich nicht nur die Finger naturgetreu über die Tasten des Instrumentes, sondern es folgen auch die Augen dem Gange der Finger oder der Noten auf dem vor ihr liegenden Blatte. Der Zeichner macht zuerst mit seinen Händchen sichere Umrisse, betrachtet seine Arbeit ein wenig, bläst den Bleifederstaub ab, setzt die Arbeit fort, verfolgt sie mit den Augen etc., bis sie vollendet ist. Die Figur des dritten Kindes schreibt auf einem Pulte zusammenhängende Worte in französischer Sprache, taucht dabei die Feder ein, spritzt überflüssige Tinte aus, setzt die Linien gehörig ab und richtet nach jedem Worte die Augen auf eine nebenliegende Vorschrift[1]).

Kaufmann's Automaten, Trompeten- und Paukenwerke, das Chordaulodion, Harmonichordect, sind, ausser einem Trompeter als wahrem Automaten, mehr als akustisch-musikalische Kunstwerke zu betrachten[2]).

Um wenigstens hier einen Automaten in Abbildung darzustellen (wie solche auch u. a. Gegenstände der Spielwaaren-Industrie geworden sind), entlehnen wir dem Artikel „Automat" in Prechtl's Technologischer Encyklopädie den schwimmenden Schwan, welcher bereits 1730 von Maillard der Pariser Akademie vorgestellt[3]), vom verstorbenen Professor Altmütter nach dem Vorgange von Borgnis (a. a. O. Véhicules-automates mûs par des ressorts) ausführlich beschrieben wurde und wozu die folgenden Abbildungen (Fig. 48, 49 und 50) gehören.

Des leichteren Verständnisses wegen soll der ganze Mechanismus nach drei abgesonderten Haupttheilen betrachtet werden. Der erste betrifft die Bewegung der ganzen Figur. Vermöge desselben schwimmt sie auf dem Wasser in verschiedener, von Zeit zu Zeit ohne äusseres Zuthun sich abändernder Rich-

Helmstedt, bis man sie zuletzt für den Metallwerth an den Geheimrath v. Harlem in Berlin verkaufte. Letzterer gerieth mit dem Mechanikus Dörfel in Berlin in einen Process, nach dessen Ausgange die Ente auf's Neue die Welt durchzieht. Was aus Flötist und Pfeifer geworden, lässt sich nicht ermitteln.

1) Abbildungen und Beschreibungen dieser drei Automaten findet man u. a. in dem von Spamer in Leipzig veröffentlichten Werkchen: „Das Buch der Erfindungen, Gewerbe und Industrien." Bd. 2. (1857.) S. 175 etc., woselbst auch angeführt wird, dass, nachdem diese Automaten lange verschollen waren, sie vor etwa 35 Jahren beim Abbruche des Schlosses Matignon unter altem Gerümpel wieder gefunden und von einem Künstler hergestellt wurden, der sie jetzt wieder öffentlich zeigen soll.

2) Der Schachspieler des Herrn v. Kempeln (sowie dessen Sprechmaschine) soll ein Automat mit verborgener lebender Person gewesen sein, weshalb er hier unbeachtet gelassen wurde. Eine genaue Beschreibuug davon findet sich übrigens im Leipziger Magazin zur Naturkunde, Mathematik und Oekonomie (von Leske und Lindenburg). Jahrg. 1784. S. 235.

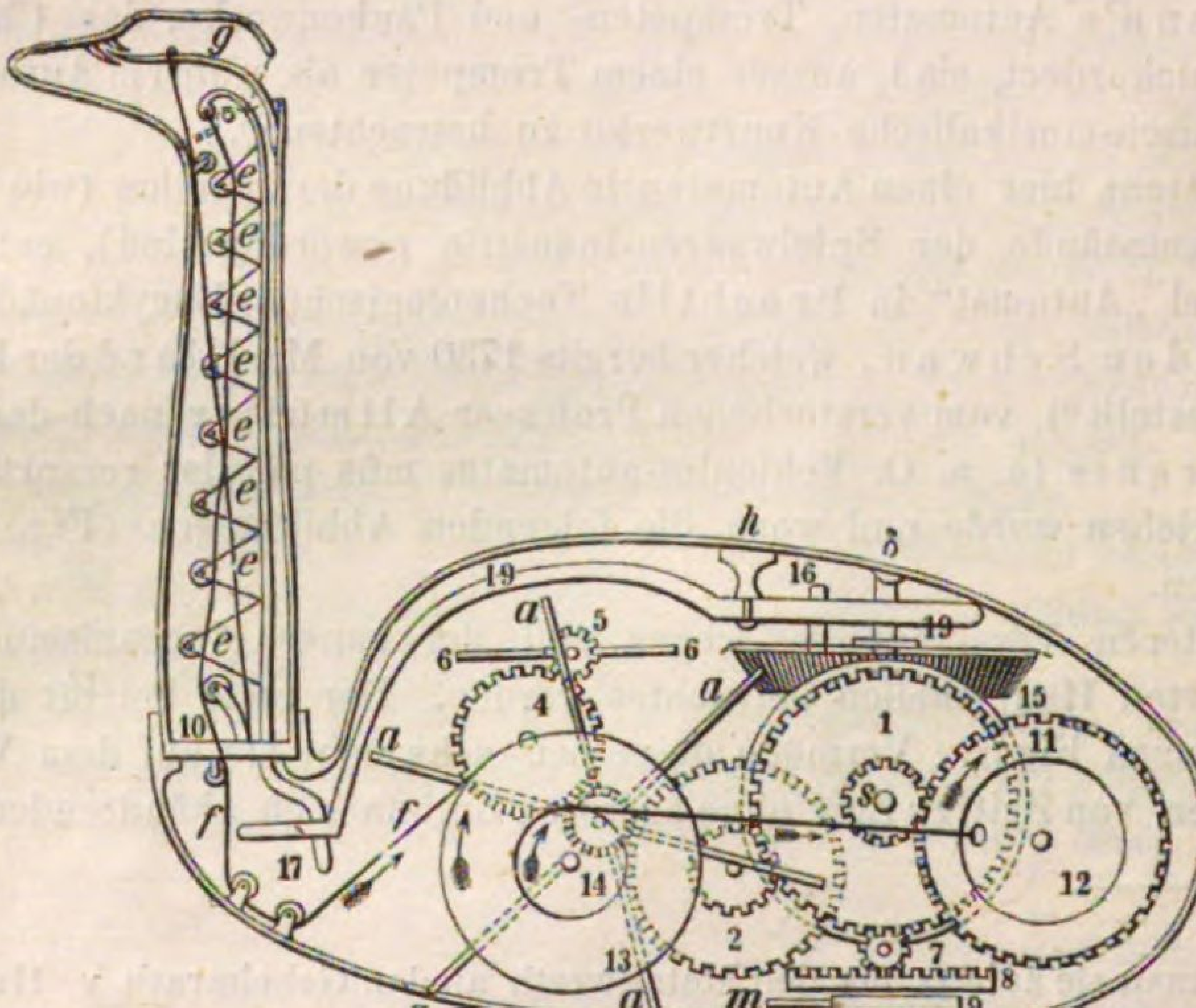
3) Machines et inventions approuvées par l'Académie royale des sciences, Vol. VI, Pg. 133 „Cigne artificiel."

BAYERISCHE STAATS-BIBLIOTHEK MUENCHEN

tung. Durch eine andere Anordnung krümmt der Schwan auch mehrere Male den Hals und zwar so weit, dass der Schnabel und ein Theil des Kopfes in das Wasser getaucht wird. Endlich wird der gerade aufgerichtete Hals und der Kopf langsam, abwechselnd rechts und links gedreht etc.

Die Triebkraft ist hier eine starke Stahlfeder, die, wie bei den Uhren, von einer cylindrischen Trommel umschlossen wird, mit welcher sich auf derselben Achse das Hauptrad befindet, was in Fig. 48 mit der Ziffer 1 bezeichnet ist und dessen Zähne in ein Getriebe fassen, welches mit dem Zahnrade 2 auf derselben Welle steckt. Das Rad 2 bewegt ein kleineres, an dessen verlängerter Achse sich auf jeder Aussenseite ein Ruderrad befindet, wovon die Schaufeln des in der Zeichnung sichtbaren mit *a* bezeichnet sind. Beide Ruderräder *aa* reichen durch längliche Oeffnungen am Bauche der Figur bis in das Wasser

Fig. 48.

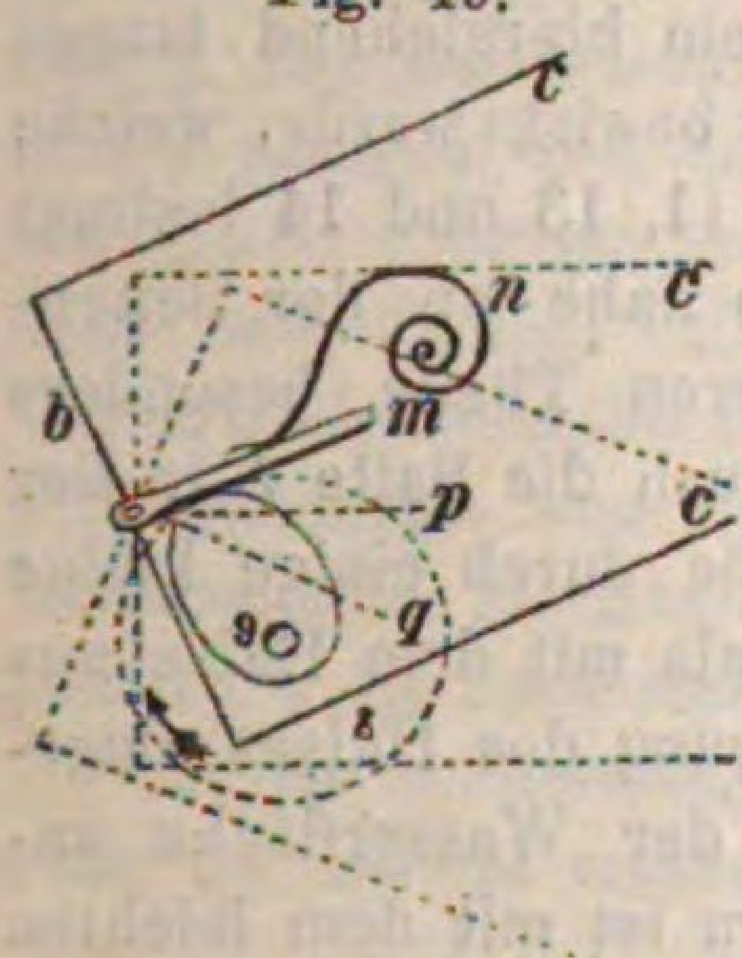


und ertheilen ihr, indem sie sich nach der durch den Pfeil angedeuteten Richtung umdrehen, die gerade vorwärts gehende Bewegung. Uebrigens muss jedes dieser Räder eine abgesonderte wasserdichte Kammer im hohlen Rumpfe der Figur erhalten, damit das Nasswerden der übrigen inneren Theile möglichst verhindert werde. Durch das Rad 4 wird die Bewegung auf das Windfangsgetriebe 5 übertragen; der Windfang 6 dient zur Regulirung des ganzen Werkes, sowie die bei demselben angebrachte, in der Zeichnung weggelassene Sperrung, zum willkürlichen Aufhalten desselben. Der Weg, welchen die Figur nimmt, ist so lange geradlinig, als derselbe nicht durch die Steuerung abgeändert wird, welche hier durch das Räderwerk wie folgt wirkt.

Eine unter dem Bauche des Schwanes blos im Durchschnitt sichtbare, um ihren Mittelpunkt bewegliche Querleiste *b* trägt an jedem Ende einen Schwimmfuss *c*, so dass die Richtung der Leiste *b* und beider Schwimmfüsse gegen die Ruder-

räder die Form der Bahn bestimmt, welche von der Figur beschrieben wird. Die Aenderung der Lage jener Querleiste wird ohne äusseres Zuthun bewerkstelligt. Das Rad 1 greift zu diesem Ende in das Getriebe 7 ein, und dieses führt das Kronrad 8 herum, welches mit einer excentrischen Scheibe 9 an einer gemeinschaftlichen Achse steckt. In der, zur besseren Verständlichkeit in Fig. 49 abgesondert und im Grundrisse dargestellten Vorrichtung zur Wendung der Schwimmfüsse ist 8 wieder das Kronrad, 9 die excentrische elliptische Scheibe, *m* aber ein Hebel, welcher in der Mitte der Querleiste *b* und auf ihrer Drehungsachse im Innern der Figur befestigt ist, *n* endlich eine Feder, deren freies Ende auf den Hebel *m* drückt und ihn in fortwährender Berührung mit der Scheibe 9 erhält. Indem sich das Kronrad 8 (Fig. 49) in der Richtung des Pfeiles dreht, wendet sich allmälig der weniger excentrische Theil der Ellipse gegen den Hebel *m*, welcher, von seiner Feder fortwährend nachgetrieben, nach und nach die mit der Mittellinie der Figur gleich laufende Lage *p*, später die schiefe Stellung *q* annimmt, dann aber wieder zurück und an seinen ersten Platz gelangt, und mithin durch die gleichzeitige Wendung der Leiste *b* und der Schwimmfüssse den Weg bestimmt und abändert, welchen die Figur nehmen muss.

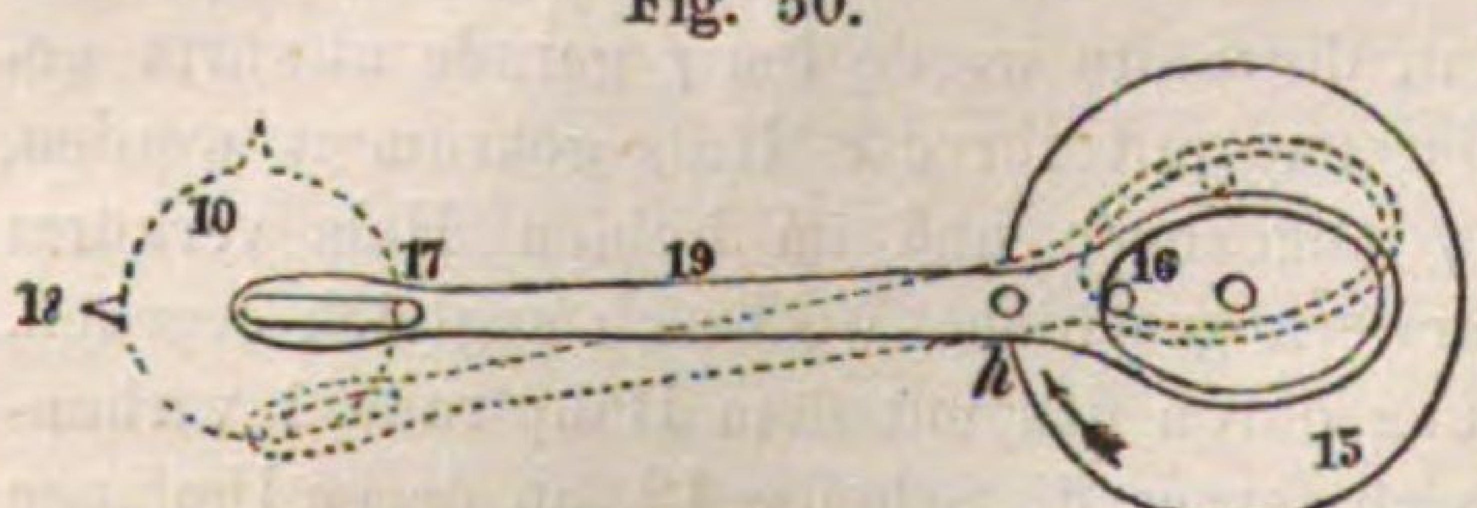
Fig. 49.



Der Hals ist jener Theil, welcher die sorgfältigste Bearbeitung verlangt. Seine äussere Hülle muss biegsam sein, und kann daher etwa aus röhrenförmig gewundenem Draht bestehen, welcher mit Leder oder mit einem, noch mit den Federn versehenen wirklichen Vogelbalge überzogen wird. Die doppelte Linie im Innern (Fig. 48), an der man die Dreiecke *e* sieht, bezeichnet eine Stahlfeder, welche an der Platte 10 fest ist, die den Boden des Halses bildet, übrigens aber ganz frei steht und nur so stark zu sein braucht, dass sie den Hals gerade hält oder ihn noch etwas rückwärts zu biegen strebt. Sie darf aber nicht an allen Stellen gleich dick sein, sondern man macht sie dort, wo sie sich zuerst und am meisten krümmen soll, schwächer, sowie überhaupt durch ihre verschiedene Dicke die Form, welche der Hals im gebogenen Zustande erhalten soll, sich leicht bestimmen lässt. Die Dreiecke *e* sind mit ihrer Basis auf der vorderen Fläche der Feder befestigt, an der Spitze aber bekommt jedes derselben einen Spalt, in welchen mittelst eines Stahlstiftchens eine glatt gedrehte, recht leicht bewegliche Rolle eingelegt wird. Eine dünne Darmsaite *f* läuft vom oberen Ende der Feder, wo sie festgemacht ist, über alle diese Rollen und geht durch eine in der Mitte von 10 befindliche Oeffnung in das Innere des Rumpfes. Wenn man annimmt, die Saite werde bei *f* gerade abwärts gezogen, so muss offenbar die Feder und mit ihr der Hals gekrümmt werden, und zwar desto stärker, je mehr *f* angezogen und im hohlen Hals verkürzt wird. Wie dieses durch das Räderwerk geschieht, wird sich sogleich ergeben. Das Rad 11 erhält seine Umdrehung durch das mit dem Hauptrade 1 verbundene Getriebe *s*. An 11 befindet sich ferner die Scheibe 12, an deren Umfange ein Kettchen festgemacht ist. Dreht das Rad 11 sich in der Richtung des Pfeiles, so wird durch das gleichzeitige Fortschreiten des Punktes bei 12 das Kettchen so lange angezogen, bis dieser Punkt seinem jetzigen Standorte gegenüber gekommen ist, folglich 11 die halbe Umdrehung vollbracht hat. Das an-

dere Ende des Kettchens ist in die Rinne einer leicht beweglichen Rolle bei 14 eingehangen, und diese wird folglich durch die Abwindung des Kettchens um ihre Achse gedreht. Mit ihr in Verbindung dreht sich aber auch die grosse Rolle 13, auf welcher die Saite *f* befestigt ist, und demnach wird auch diese nach der Richtung des Pfeiles angezogen, also der Hals so lange gekrümmt, bis das Rad 11 eine halbe Umdrehung gemacht hat. Dann hört der Zug am Kettchen und an der Saite wieder auf; die Feder im Halse kommt in Thätigkeit, stellt sich gerade, richtet den Hals auf und dreht die Rollen 13 und 14 wieder in die erste Lage zurück. Die Rolle 13 ist deshalb gross, damit durch die geringe Bewegung der Rolle 14 von der Saite *f* ein hinreichend langes Stück aufgewunden und die nöthige Verkürznng im Halse bewirkt werde, welche letztere also durch das Verhältniss der Durchmesser von 11, 13 und 14 bedingt wird. Uebrigens liegt dieser Theil des Mechanismus so nahe an der Seitenwand des hohlen Körpers als möglich, um für die inneren Theile, besonders aber für die Schaufelräder, Platz zu gewinnen. Da jedoch die Saite *f* in der Mitte von 10 herabgehen muss, so ist es nothwendig, sie durch einige kleine Rollen seitwärts ab und auf 13 zu lenken. Der Kopf, als mit dem Halse aus einem Stücke bestehend, würde bei der vollendeten Biegung des Halses umgekehrt und der Schnabel gegen die Brust gerichtet auf der Wasserfläche ankommen. Er darf daher nicht unbeweglich sein, sondern ist mit dem leichten Ringe, welcher den obersten Theil der Halsbekleidung bildet, durch ein leicht bewegliches Gewinde auf beiden Seiten vereinigt. Eine schwache Feder *g*, ebenfalls am Ende des Halses befestigt, strebt, den Kopf nach rückwärts zu kehren; allein in der gegenwärtigen Lage kann sie dies nicht, weil eine Kette bei *g*, deren zweites Ende in die Platte 10 eingehangen ist, sie gespannt erhält. Bei der Krümmung des Halses wird diese Kette schlaff, die Feder *g* tritt in Wirksamkeit und treibt den Kopf so zurück, dass er in der natürlichen Lage auf der Wasserfläche ankommt. Um endlich die Drehung des Kopfes und Halses möglich zu machen, ist letzterer mit dem Rumpfe nicht fest verbunden, indem die Platte 10 sich in einem cylindrischen Ansatze um die Achse wenden, jedoch nicht nach aufwärts losmachen kann. Ferner ist an der Achse des Rades 1 und hinter diesem noch ein (in der Zeichnung blos als ein Kreis erscheinendes) Kegelrad vorhanden, welches in ein zweites solches Rad 15 eingreift und dasselbe in horizontaler Lage um die Verticalachse *δ* herumführt. Der Stift 16 auf dem letzteren Rade wirkt auf den zweiarmigen, um den Punkt *h* drehbaren Hebel 19, und dieser bewegt mittelst des Stiftes 17 den Hals auf eine Art, welche aus dem Grundrisse dieser Vorrichtung (Fig. 50) deutlich werden wird. Der kürzere Arm des Hebels 19 bildet eine ovale Oeffnung, in welcher der Stift 16 steht. Sobald dieser, in Folge der Bewegung des Kegelrades 15, in die punktirte Lage kommt, so schiebt er auch den ovalen Ring an seinem kleineren Durchmesser nach aussen

Fig. 50.



und dreht mithin den Hebel um den Punkt *h* in die schiefe, ebenfalls punktirt angezeigte, Richtung. Der Stift 16, auf seinem Wege der jetzigen Lage gerade gegenüber gekommen, stellt den Hebel wieder gerade; dann aber wird, beim

ferneren Fortschreiten des Stiftes auf seiner kreisförmigen Bahn, der Hebel auf die entgegengesetzte Seite auswärts, und zuletzt, wenn 15 eine ganze Umdrehung gemacht hat, abermals gerade gerichtet. Diesen abwechselnden Bewegungen folgt auch der längere Hebelarm, so dass er den Hals an seiner Platte 10 mittelst des Stiftes 17 wendet, und wenn daher 18 den Schnabel andeutet, dieser ebenfalls in die punktirte Lage gelangt.

Anmerkung. Altmütter hat vorstehende Beschreibung weit ausführlicher abgefasst, als sie Borgnis' Traité complet de mécanique §. 247 unter der Rubrik „Véhicules-automates mûs par des ressorts" enthält. Letzterer liefert jedoch ausserdem §. 252 Beschreibung und Abbildung einer Gondel, welche von einem Seepferde gezogen wird und in welcher bewegliche symbolische Figuren placirt sind. Maillard's dritten automatischen, von einem Pferde gezogenen Wagen, in welchem zwei Figuren (Mann und Frau) sitzen, wovon die eine zeitweise einen im Vordertheile befindlichen Hund an sich lockt, der sich entsprechend nähert etc., wird gleichfalls von Borgnis (§. 257) behandelt, während Altmütter wieder vollständigere Zeichnungen (Prechtl a. a. O. Taf. 7) liefert. Auf dieser Tafel-Zeichnung ist auch eine durch Uhrwerk getriebene Maus zu finden.

Nicht uninteressant sind endlich die Mittheilungen, welche Borgnis (§. 486) unter der Rubrik macht: „Imitation mécanique de la voix et du chant."

§. 29.
Registrirmaschinen.
(Registrirapparate.)

Eytelwein[1]) und Poncelet[2]) scheinen die Ersten gewesen zu sein, welche nicht nur die sinnreiche Idee aussprachen, zur Ermittelung der Gesetze ungleichförmig bewegter Körper die Bewegung der letzteren mit einer gleichförmigen Bewegung zu verbinden, sondern diese Idee auch höchst nutzbar verwirklichten.

Beide liessen auf gleichförmig bewegten Papierstreifen (wozu Poncelet zuerst eine Uhr benutzte) mit Hülfe von Schreibstiften entsprechende Linien aufzeichnen (eintragen, registriren), aus deren Dimensionen und Gestalten die Bewegungsgesetze unmittelbar oder mittelbar abgeleitet werden konnten.

Seit jener Zeit hat man von diesem Principe mehrfach anderweite nützliche Anwendung gemacht und dabei zugleich mancherlei sinnreiche Constructionen von Maschinen, Instrumenten und Apparaten ins Leben gerufen.

1) Eytelwein bei seinen Stossheberversuchen, die in der Schrift niedergelegt sind: „Bemerkungen über die Wirkung und vortheilhafte Anwendung des Stosshebers." Berlin 1805.

2) Poncelet bei der Construction der Apparate zu den Morin'schen Reibungsversuchen, worüber specielle Auskunft u. a. auch in Rühlmann Grundzügen der Mechanik, S. 26, Leipzig 1860, gegeben wird.

So hat bereits 1828 J. G. Repsold in Hamburg, der Gründer des heute noch blühenden mechanisch-optischen Ateliers, einen Registrirungsapparat für die Beobachtung von Sterndurchgängen eingeführt [1]).

Nach seiner Idee sollte ein Papierstreifen mittelst eines Uhrwerkes gleichförmig ähnlich so fortbewegt werden, wie es gegenwärtig bei den Morse'schen Telegraphenapparaten geschieht. Beim Vorübergehen eines Sternes vor jedem einzelnen Faden der Durchgangsinstrumente sollte der Beobachter auf eine Taste drücken, die mit einem Schreibstifte in Verbindung stand, welcher Zeichen auf dem Papiere hinterliess.

Gegenwärtig hat man mit grossem Erfolge elektromagnetische Registrirapparate eingeführt. Auf den Sternwarten zu Cambridge und Greenwich bestehen diese (nach Peters a. a. O. S. 2) erstens aus einem Cylinder, um welchen Papier gespannt wird, worauf die Angaben der Passageuhr und die Beobachtungsmomente notirt werden, und zweitens aus einem Uhrwerke, welches den Cylinder dreht, sowie aus der Zeichnenvorrichtung, die von dem Uhrwerke fortbewegt wird und deren Schreibstifte durch Elektromagnete bewegt und zum Notiren angewandt werden können.

Durch den bekannten Chronometerkünstler Herrn Krille in Altona (Kessel's Nachfolger) ist in jüngerer Zeit ein elektromagnetischer Registrirapparat für die Altonaer Sternwarte construirt worden, der an sinnreicher Zusammenstellung und praktischer Brauchbarkeit Alles zu übertreffen scheint, was bisher in diesem Gebiete bekannt geworden ist. Leider gestatten Zweck und Umfang gegenwärtigen Buches nicht, speciell auf Krille's mechanisches Werk einzugehen, weshalb wir uns auf eine recht warme Empfehlung des Studiums unserer Quelle beschränken müssen.

Eine andere Anwendung von den Registrirmaschinen macht man zum Aufzeichnen der Ebbe und Fluth entsprechenden Wasserständen. Der Hauptsache nach bestehen diese aus Schwimmern, welche durch das steigende und fallende Wasser gehoben oder gesenkt werden. In dem Maasse, wie letzteres geschieht, beschreiben Stifte Curven, und zwar auf entsprechend liniirtem Papiere, welches auf Walzen befestigt ist, die durch Uhrwerke in Bewegung gesetzt werden. Specielles hierüber enthalten die unten angegebenen Quellen [2]).

Zur Londoner Industrie-Ausstellung (1851) hatte Dolland einen Registrirapparat (Atmospheric Recorder genannt) eingesandt, der bestimmt war, den Gang des Barometers, Thermometers, der Wasserverdunstung, die Regenmenge, den elektrischen Zustand der Luft, sowie Richtung und Stärke des Windes

1) Peters (Director der Altonaer Sternwarte), Mittheilungen über einen aut der königlichen Sternwarte zu Altona aufgestellten elektromagnetischen Registrirapparat. Astronomische Nachrichten, Bd. 49 (1859), S. 2. Einen verbesserten derartigen Registrirapparat hat Knoblich in Altona für die Sternwarte in Leiden geliefert, der sich in den Annalen dieser Sternwarte, Bd. II (1870), S. 6 beschrieben und abgebildet vorfindet.

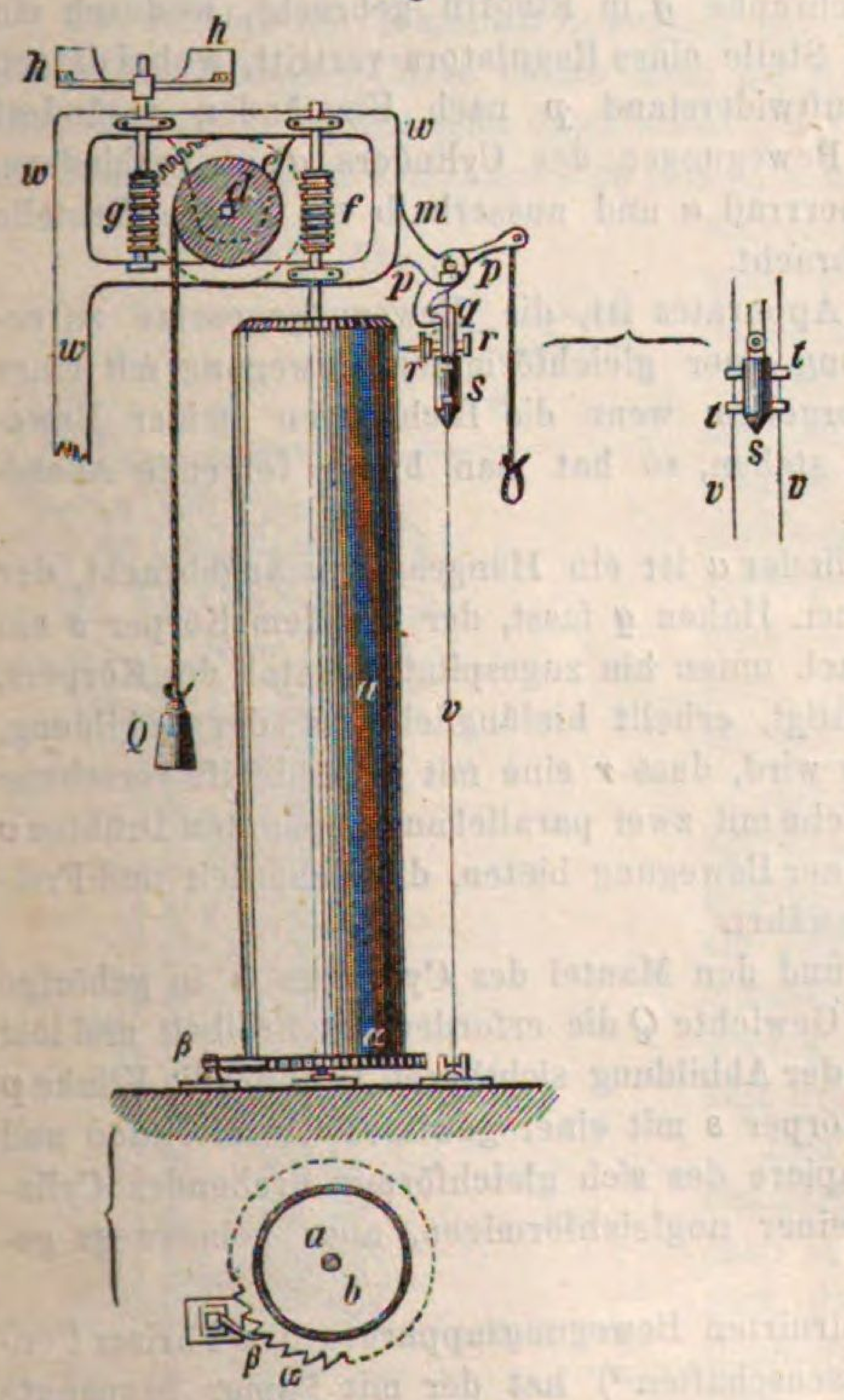
2) Official descriptive and illustrated Catalogue of the great exhibition. 1851. Vol. I. Sect. II. Machinery. Class. 10. P. 468. Newman's self registering tide gauge. — Wagner-Chazallon, Maréograph: Bulletin de la soc. d'encouragement. 48. (Année 1849.) P. 463. Planche 1115. Ueber neuere Wasserstandszeiger (von Reitz, ferner von der Firma Hasler & Escher in Bern) giebt Tinter Auskunft im österr. officiellen Berichte der Wiener Ausstellung von 1873, Gruppe XIV, Sect. 1, S. 77—81.

aufzuzeichnen. Ein breiter, von einem Uhrwerke bewegter Papierstreifen, auf welchem die Zeiger der einzelnen Apparate Linien verzeichneten, spielte auch hier die Hauptrolle [1]).

Ueber neuere selbstregistrirende meteorologische Instrumente (Meteorographen) der Sternwarten in Bern, Rom, Pavia und Modena berichten die unten citirten Quellen [2]) ausführlich, sowie über die meteorographischen Apparate der Pariser Ausstellung vom Jahre 1867 überhaupt dieselben Quellen [3]).

Nicht unwichtige Anwendung von Registrirapparaten macht man neuerdings bei ballistischen Versuchen der Artillerie, wozu auch durch andere schätzbare Arbeiten bekannte Männer werthvolle Anordnungen ersonnen haben.

Fig. 51.



Hierher gehören besonders die Apparate von Wheatstone, Wrede, Brèguet (Compteur à pointage), die Chronographen von Konstantinoff, Siemens u. A., sowie der elektro-ballistische Apparat des belgischen Artillerie-Capitains Navez, in dessen unten notirtem Werke die Arbeiten der vorgenannten Männer erörtert und durch Abbildungen erläutert sind [4]).

Auf noch andere Registrirapparate kommen wir in folgenden Abschnitten (namentlich bei den Kraftmessern) zurück. Um hier jedoch wenigstens die Abbildung einiger derartiger Apparate zu geben, folge hier zunächst (Fig. 51) eine Skizze von Morin's [5]) chronometrischem Apparate zur Veranschaulichung gewisser Bewegungsgesetze fester (fallender) Körper zum Zwecke des Unterrichtes.

1) Beschreibung und Abbildung des Newman'schen Recorders enthält der vorher citirte Band des Illustrirten Kataloges. S. 426.

2) Carl, Repertorium für physikalische Technik. Zweiter Band (1867), S. 161, dritter Band S. 285 und fünfter Band S. 298 u. S. 304. Ferner Littrow, „Ueber den Hansen'schen Registrirapparat" im 62. Bande, II. Abtheilung, S. 546 der Sitzungsberichte der Wiener Akademie der Wissenschaften.

3) Ebendaselbst. Dritter Band (1867), S. 281.

4) Navez, Instruction sur l'appareil électro-ballistique. Paris 1859. Ferner über Dr. W. Siemens' Apparat zur Messung der Geschwindigkeit einer Kugel im Geschützrohre, im „Amtlichen Berichte über die Wiener Weltausstellung im Jahre 1873." Bd. II, Heft 4, S. 35.

5) Morin, Notions fondamentales de mécanique. P. 86. 2. Éd. Paris 1855

Dabei ist *a* ein vertical stehender Cylinder, dessen Mantel mit gehörig liniirtem weissen Papiere beklebt ist und der sich um seine Achse in festen Zapfen drehen kann. Um letzteres zu bewirken, hat man die Drehachse nach oben hin gehörig verlängert, dort eine Schraube *f* angebracht, die in ein Rad *e* mit schiefen Zähnen greift, an dessen Achse eine Schnurtrommel *d* (in der bei den Uhren beschriebenen Weise) befestigt ist, die durch ein Gewicht *Q* zur Umdrehung veranlasst wird.

Um diese Umdrehung und mit ihr die des Cylinders *a* so viel als möglich zu einer gleichförmigen Bewegung zu machen, ist das Rad *e* auf der anderen Seite mit einer zweiten Schraube *g* in Eingriff gebracht, wodurch ein Windfang *h* bewegt wird, der die Stelle eines Regulators vertritt, wobei dessen Flügelneigung und somit der Luftwiderstand *p* nach Umständeu verändert werden kann. Um rückgängige Bewegungen des Cylinders *a* zu verhindern, hat man an dessen Boden ein Sperrrad *α* und ausserhalb am festen Gestelle *w* eine zugehörige Klinke *β* angebracht.

Da der nächste Zweck des Apparates ist, die Bewegungsgesetze zu ermitteln, welche aus der Verbindung einer gleichförmigen Bewegung mit einer gleichförmig beschleunigten hervorgehen, wenn die Richtungen beider Bewegungen auf einander rechtwinklig stehen, so hat man hierzu folgende Anordnung getroffen.

Am Gestelle *w* über dem Cylinder *a* ist ein Hängearm *m* angebracht, der eine Klinke *p* trägt, welche in einen Haken *q* fasst, der mit dem Körper *s* ein Ganzes bildet. Die cylindrisch nach unten hin zugespitzte Gestalt des Körpers, den man fallen zu lassen beabsichtigt, erhellt hinlänglich aus der Abbildung, wozu nur noch zu bemerken sein wird, dass *r* eine mit Schreibstift versehene Hülse ist, *tt* aber Oesen sind, welche mit zwei parallel ausgespannten Drähten *v* eine Führung des Körpers bei seiner Bewegung bieten, die Sicherheit und Freiheit in entsprechendem Maasse gewährt.

Bringt man den Schreibstift und den Mantel des Cylinders *a* in gehörige Berührung, giebt dem bewegenden Gewichte *Q* die erforderliche Freiheit und löst darauf durch Ziehen an einer (in der Abbildung sichtbaren Schnur) die Klinke *p* aus dem Haken *q*, so fällt der Körper *s* mit einer gewissen Acceleration und der Stift *r* beschreibt auf dem Papiere des sich gleichförmig drehenden Cylindermantels *a* eine Curve, welche einer ungleichförmigen, aber keineswegs gesetzlosen Bewegung entspricht [1]).

Bei einem nach Fig. 51 construirten Bewegungsapparate des Pariser Conservatoriums der Künste und Wissenschaften [2]) hat der mit Papier bespannte

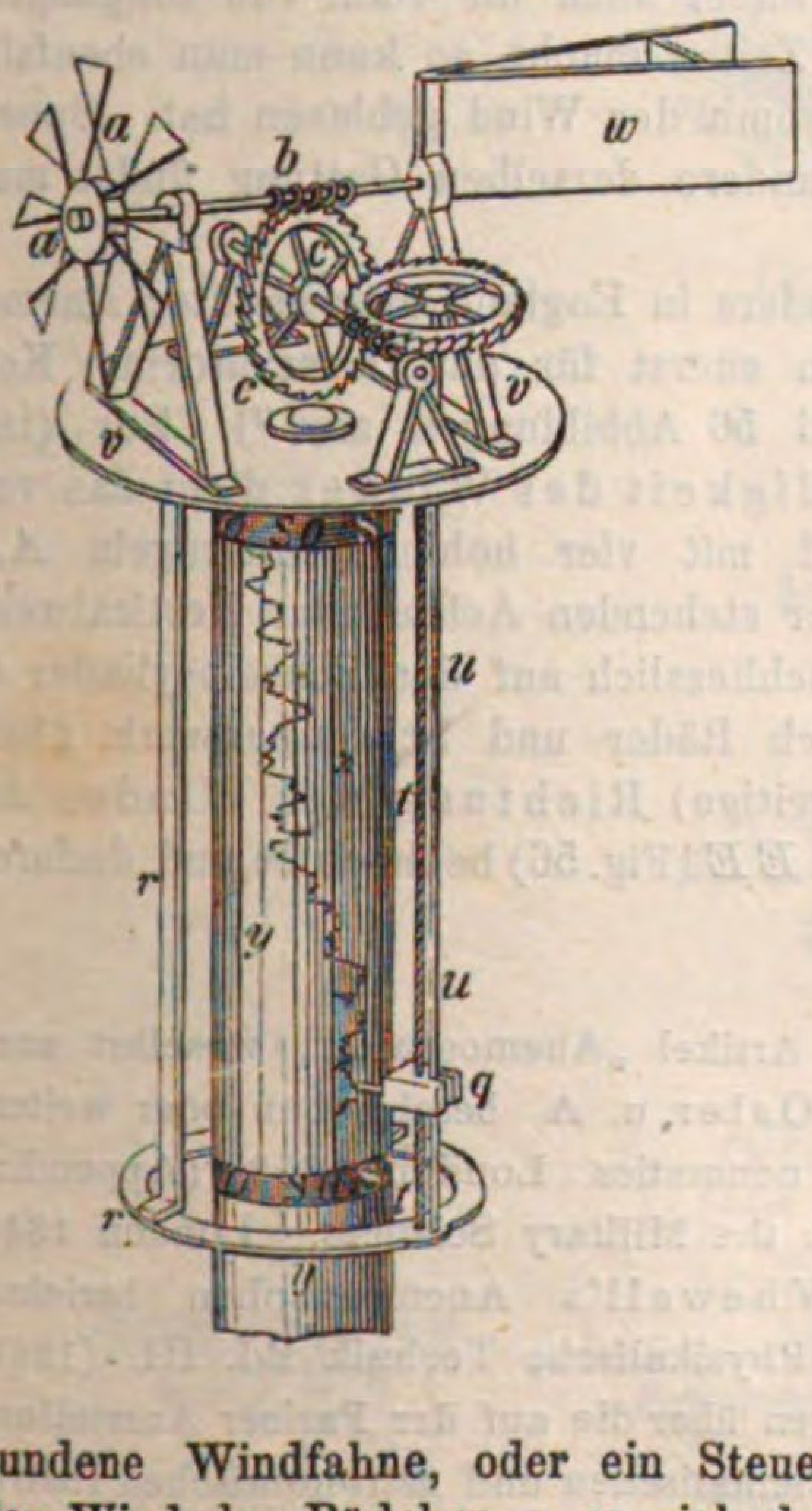
1) Bezeichnet man die constante Peripheriegeschwindigkeit des Mantels *a* mit c, die Acceleration des fallenden Körpers mit k und für die Beobachtungszeit t den Weg in horizontaler Richtung mit y, den Weg in verticaler Richtung mit x, so hat man bekanntlich $y = ct$, $x = \frac{kt^2}{2}$ und hieraus $x = \frac{k}{2c^2}y^2$ d. i. die Gleichung einer Parabel, deren Parameter $\frac{2c^2}{k}$ ist. Die Ermittelung der sonstigen Eigenschaften der resultirenden Bewegung ist hierauf sehr leicht. Man sehe deshalb auch die „Grundzüge der Mechanik" des Verfassers, S. 23, oder Weisbach's Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik. Bd. 1. S. 93. 3. Aufl.

2) Morin, a. a. O. S. 87.

Mantel des Cylinders *a* 1 Meter Umfang und 3,1 Meter Höhe. Ferner regulirt man die Bewegung so, dass sie mit der Peripheriegeschwindigkeit des Cylinders *a* von einem Meter erfolgt, was einer Umdrehung pro Secunde entspricht. Theilt man nun, von derselben zur Achse des Cylinders *a* parallel gezogenen geraden Linie (der sogenannten Erzeugungslinie) ausgehend, jeden der Umfänge der Cylinderflächen in hundert gleiche Theile und verbindet die correspondirenden Theile durch gerade (der Erzeugungslinie) parallele Linien, so entspricht der Abstand je zweier Linien $^1/_{100}$ Umdrehung oder der Zeit von $^1/_{100}$ Secunde.

Die zufolge der erklärten Bewegung auf dem Mantel des Cylinders *a* vom Stifte *r* beschriebene Curve (wenn man die Abscissen vertical, die Ordinaten horizontal zählt) ergiebt sich dann leicht als eine solche, deren Abscissen die vom fallenden Körper durchlaufenen Räume und deren Ordinaten die correspondirenden Zeiten darstellen. Vergleicht man noch ferner Räume und Zeiten, so findet man leicht, dass erstere in constantem Verhältnisse mit den Quadraten der Zeiten stehen und demnach die Bewegung des niedersteigenden Körpers eine gleichförmig beschleunigte ist. Hiernach erkennt man ferner, dass dieser Apparat auch als Maschine benutzt werden kann, um die Gesetze frei fallender Körper sichtbar darzustellen.

Fig. 52.



Als zweite Abbildung eines Registrirapparates wählen wir der technisch-praktischen Bedeutung wegen (Fig. 52 als Skizze), Whewell's Schreibanemometer oder Anemograph, dessen Zweck ist, Richtung und Geschwindigkeit des Windes zu notiren.

Den ersten Hauptheil dieser mechanischen Combination bildet ein Rädchen *a*, dessen Flügel derartig gestaltet sind, dass es vom Winde möglichst vortheilhaft in Umdrehung gesetzt werden kann. Der zweite Hauptheil ist eine mit ersterem in geeigneter Weise verbundene Windfahne, oder ein Steuerflügel *w*, wodurch erreicht wird, dass der Wind das Rädchen *a* so viel als möglich in einer Richtung trifft, welche parallel der Achse *b* ist oder rechtwinklig auf der Mittelebene des Steuerflügels *w* steht. Beide Theile sind auf einer Plattform *v* gehörig fest aufgestellt, die sich um einen Verticalzapfen leicht umdrehen lässt. Die Achse dieses Zapfens liegt zugleich in der Verlängerung der geometrischen Achse eines unbeweglichen, cylindrischen Ständers *y*, der nach oben hin mit weissem Firniss überstrichen und überdies mit 16 sichtbaren Verticallinien bezogen ist, welche den 4 Hauptgegenden und 12 Nebengegenden des Compasses entsprechen.

Mit der Plattform *v* hat man überdies ein rahmenförmiges Gehänge *r* fest

vereinigt, welches den Cylinder *y* (wie die Skizze erkennen lässt) concentrisch umgiebt und daher mit der Windfahne *w* zugleich drehbar ist.

Die Zahl von Umdrehungen des Rädchens *a*, welche der Wind seiner Geschwindigkeit gemäss erzeugt, wird durch mehrere in einander greifende endlose Schrauben und zugehörige Räder (wovon die letzten in unserer Skizze weggelassen sind) auf die niedergehende Bewegung eines an einer Schnur *t* befestigten Gewichtes *q* mit Schreibstift *r* übergetragen, jedoch dermassen verlangsamt, dass 10000 Umdrehungen des Flügelrades *a* erforderlich sind, um ein Herabsinken des Schreibstiftes *r* von einem Zoll zu veranlassen. Würde der Wind immer aus derselben Richtung blasen, so müsste der Schreibstift beim Niedergehen eine gerade, zur Achse des Cylinders *y* parallele Linie zeichnen. Da dies jedoch nicht der Fall ist, vielmehr der Wind oft schon innerhalb geringer Zeitintervalle seine Richtung verändert, so entstehen Linien, wie unsere Skizze ungefähr andeutet, aus der man diese Veränderungen zu entnehmen im Stande ist. Registrirt man dabei auch die Zahl von Umgängen, welche der Flügel *a* während bestimmter Zeiten macht, so kann man ebenfalls leicht die Geschwindigkeiten darstellen, womit der Wind geblasen hat. Specielleres über Whewell's Apparat und andere derselben Gattung findet man in den unten angegebenen Schriften [1]).

Ein zur Zeit am meisten und besonders in England angewandter Anemograph ist der, welchen Adie in London zuerst für das Observatorium Kew lieferte und wovon Fig. 53, 54, 55 und 56 Abbildungen sind [2]). Zur (indirecten) Ermittelung der Geschwindigkeit des Windes dient das von Dr. Robinson [3]) angegebene Flügelrad mit vier hohlen Halbkugeln *AA* (Fig. 53), welche durch Stäbe *CC* an der stehenden Achse oder Verticalwelle *D* befestigt sind und deren Bewegung schliesslich auf den Schreibcylinder *G* (Fig. 54) in entsprechender Weise durch Räder und Schraubenwerk übergetragen wird. Die jedesmalige (gleichzeitige) Richtung des Windes dagegen wird mit Hülfe der beiden Windflügel *EE* (Fig. 56) beobachtet und dadurch

1) Hülsse, Maschinenencyklopädie, Artikel „Anemograph", woselbst auch die Instrumente von Frank, Leupold, Osler u. A. beschrieben oder weitere Quellen angegeben sind. — Tomlinson, Pneumatics. London. 1852. (Appendix: On the Anemometer.) — Aide-Memoire to the Military Sciences. London 1846. Vol. I. P. 35. (Anemometer.) Ueber Whewell's Anemographen berichtet auch Radau in Carl's Repertorium für Physikalische Technik Bd. III. (1867) S. 344, unter der Ueberschrift „Mittheilungen über die auf der Pariser Ausstellung von 1867 befindlichen physikalischen, mathematischen und astronomischen Instrumente und Apparate." Die Anemographen von Beckley, ferner von Salleron u. A. finden sich beschrieben in derselben Quelle S. 343 und 356. Ferner Ebendaselbst auch Pater Secchi's berühmten Meteorograph S. 285 u. S. 357. Ueber letzteren Meteorographen berichtet auch Dr. Pisko im Oesterreichischen Berichte über die Pariser Weltausstellung vom Jahre 1867 Bd. I, Heft III, S. 155.

2) Ausführlicher in den Mittheilungen des Hannov. Gewerbevereins, Jahrgang 1863, S. 109.

3) Proceeding of the Royal Irish Academy, Vol. IV, P. 566 und hieraus in Carl's Repertorium für Physikalische Technik, Bd. II, S. 182.

notirt, dass diese Flügel ausser ihrer Drehung um die Welle *F* noch eine zweite Drehung um eine Verticalachse annehmen müssen, welche mit der Welle *D* zusammenfällt und wozu das Stirnrad *H* am festen Ständer *M* unbeweglich angeordnet ist. Vermöge dieser doppelten Drehung der Windräder *EE* wird

Fig. 53.

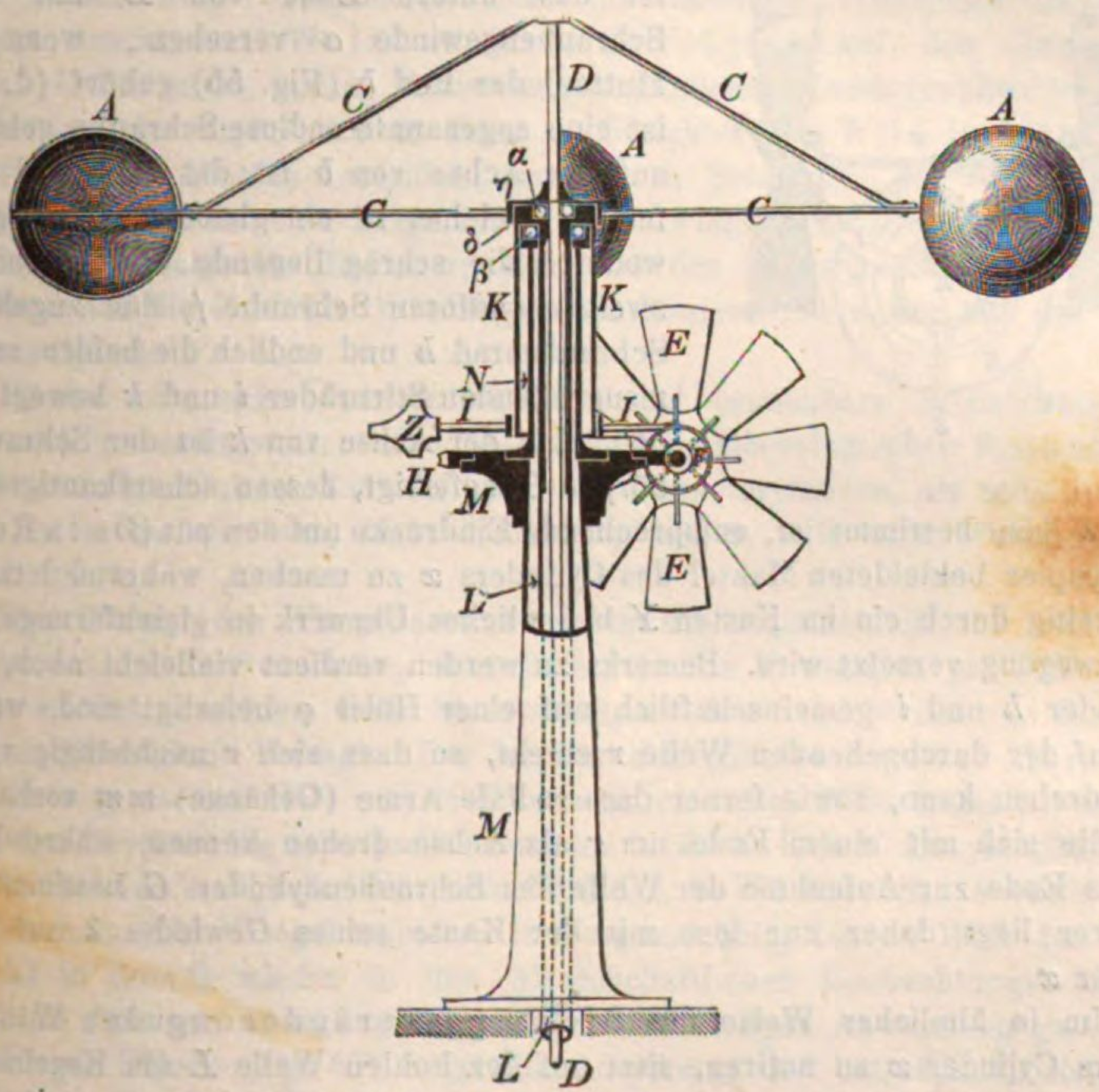
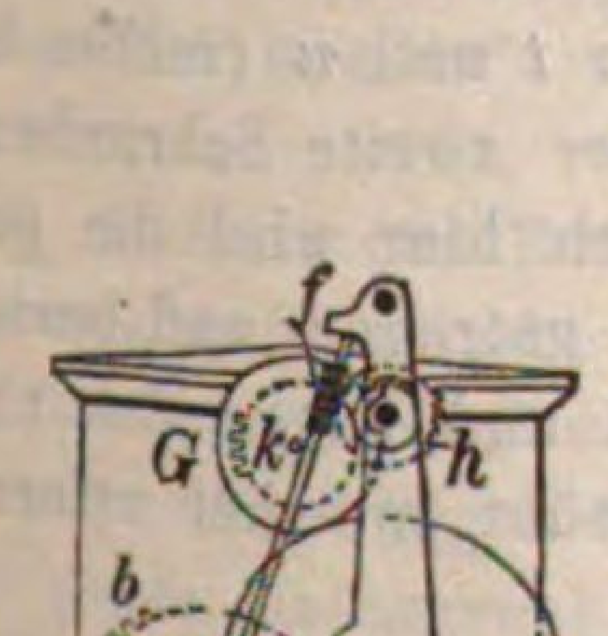
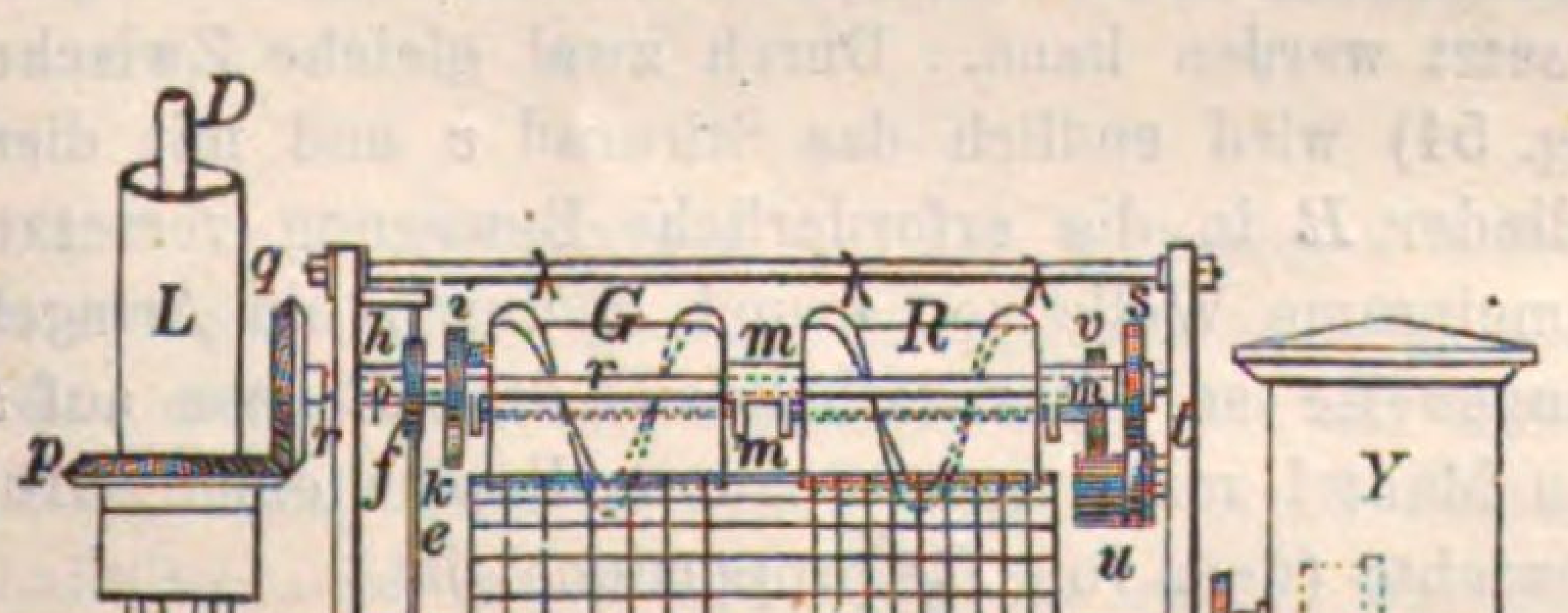


Fig. 55. Fig. 54.

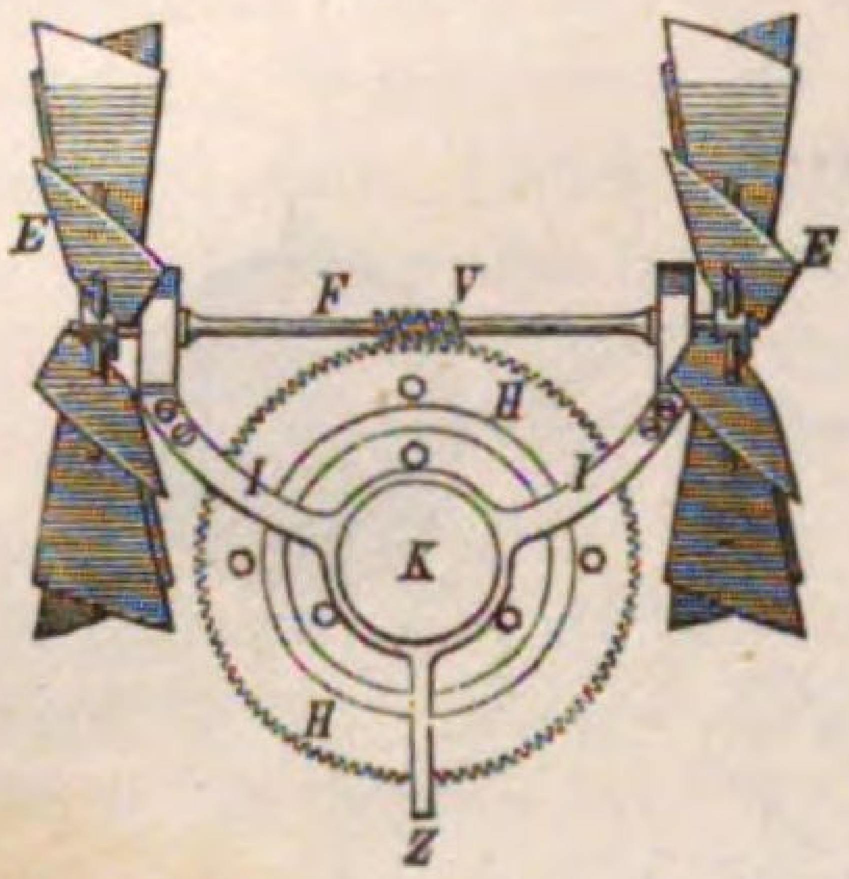




aber durch die Arme *J* die hohle Welle *L* in Umdrehung versetzt, welche ihre Bewegung schliesslich auf den zweiten Schreibkörper *R* fortpflanzt. Bemerkt zu werden verdient noch, dass die Arme *J* einerseits mit der Welle *F*, andererseits mit dem Hohlcylinder *K* vereinigt sind.

Die Anordnung der primären Drehapparate AA und EE und deren Stützung durch den Hohlständer M erhellt hinlänglich aus dem Durchschnitte von Fig. 53 [1]). Nach diesen allgemeinen Erörterungen verfolgen wir zunächst die Uebertragung der Welle D, wodurch die Geschwindigkeit oder richtiger der Druck des Windes notirt wird. Vor Allem ist das untere Ende von D mit einem Schraubengewinde a versehen, wozu (als Mutter) das Rad b (Fig. 55) gehört (d. h. es ist eine sogenannte endlose Schraube gebildet), auf der Achse von b ist das Kegelrad c befestigt, welches in ein gleiches Rad d greift, wodurch die schräg liegende Welle e mit der zweiten endlosen Schraube f, das zugehörige Schraubenrad h und endlich die beiden zusammengreifenden Stirnräder i und k bewegt werden. Auf der Achse von k ist der Schraubenkörper G befestigt, dessen scharfkantiges Gewinde λ dazu bestimmt ist, entsprechende Eindrücke auf den mit (De la Rue's) Metallpapier bekleideten Mantel des Cylinders x zu machen, während letzterer gleichzeitig durch ein im Kasten Y befindliches Uhrwerk in gleichförmige Umdrehbewegung versetzt wird. Bemerkt zu werden verdient vielleicht noch, dass die Räder h und i gemeinschaftlich auf einer Hülse ϱ befestigt sind, welche lose auf der durchgehenden Welle r steckt, so dass sich r unabhängig von h und i drehen kann, sowie ferner dass radiale Arme (Gehänge) mm vorhanden sind, die sich mit einem Ende um r als Achse drehen können, während ihr anderes Ende zur Aufnahme der Welle des Schraubencylinders G bestimmt ist. Letzterer liegt daher nur lose mit der Kante seines Gewindes λ auf dem Cylinder x.

Fig. 56.



Um in ähnlicher Weise die Richtungsveränderung des Windes auf dem Cylinder x zu notiren, sitzt auf der hohlen Welle L ein Kegelrad p, womit ein zweites q zusammengreift, welches auf der Welle r befestigt ist und wodurch ein nahe dem anderen Ende von r aufgekeiltes Rad s in Umdrehung gesetzt werden kann. Durch zwei gleiche Zwischenräder t und u (rechts in Fig. 54) wird endlich das Stirnrad v und mit diesem der zweite Schraubencylinder R in die erforderliche Bewegung versetzt. Auch hier wird die gegemeinsame Welle von v und R durch ein Armgehänge getragen und beziehungsweise so mit r verbunden, dass R lose auf x ruht und gegen das auf den Mantel von x ausgespannte Papier einen Druck ausübt, welcher seinem Gewichte (dem von R) proportional ist.

Das in Kew (Observatory of the British Association) aufgestellte Exemplar dieses Adie'schen Anemographen ist so angeordnet, dass eine ganze Umdrehung des Schraubenrades a einem vom Winde zurückgelegten Wege gleich einer engl. Meile und ferner ein Umlauf des zweiten Schraubenrades h einem Windwege von 50 engl. Meilen entspricht. Das in Y befindliche Uhrwerk be-

1) Grösser gezeichnet finden sich die Details auf Tafel III, Fig. 3 der bereits citirten Mittheilungen des Hannov. Gewerbevereins vom Jahre 1863.

wegt einen bestimmten Punkt im Mantel des Cylinders x mit der Geschwindigkeit von einem halben Zoll in der Stunde [1]).

Zu bedauern ist, dass Adie's Anemograph nur den Weg des Windes, nicht aber die Windgeschwindigkeit selbst oder die Umdrehungen verzeichnet, welche in bestimmter Zeit die hohlen Halbkugeln A machen. Wir kommen weiter unten beim Besprechen des zur directen Windgeschwindigkeitsmessung bestimmten Woltmann'schen Flügels auf den Gegenstand zurück. Ueber noch andere Anordnungen ähnlicher Anemographen — insbesondere des der Sternwarte in Bern — berichtet Dr. Wild im Carl'schen Repertorium [2]). Hierbei verschiebt man durch Schliessen des Stromes einer galvanischen Batterie eine Zeigerspitze und zwingt diese zum Markiren (Einstechen) auf geeignetes Registrirpapier, aus der Zeigerverschiebung schliesst man dann auf die Zahl der Windflügelumdrehungen und weiter auf die Windgeschwindigkeit.

Ebenso sinnreiche, wie interessante und brauchbare Registrirapparate finden sich neuerdings an vielen Sternwarten, meteorologischen Stationen etc. zum continuirlichen Aufzeichnen von Barometerständen, als selbstregistrirende Barometer, die man, ihrer Anordnung wegen, wohl auch Waagebarometer nennt.

Das Princip des Waagebarometers beruht hauptsächlich auf dem sogenannten Archimedischen Satze, dass jeder in eine Flüssigkeit getauchte feste Körper so viel an seinem Gewichte verliert, als das Gewicht der von ihm verdrängten Flüssigkeit beträgt. Der berühmte Engländer Samuel Moreland construirte (zwischen 1670 und 1680) zuerst ein solches Barometer, was sich unter der Bezeichnung steelyard-barometer u. A. in Rees' Encyklopädie und auch in Gehler's Physik. Wörterbuche Bd. I, S. 774 beschrieben vorfindet [3]). Nachher kam das Waagebarometer in Vergessenheit, bis es 1857 der Pater Secchi in Rom [4]) wieder in den wissenschaftlichen Beobachtungskreis zog und damit die neue Anregung zur jetzigen mehrseitigen Anwendung gab.

Unsere Skizze (Fig. 57) zeigt die Anordnung des betreffenden Registrirbarometers der Leipziger Sternwarte, wie dasselbe vom Director Prof. Dr. Bruhns daselbst angegeben und vom Mechaniker Schadewell in Dresden ausgeführt wurde [5]).

1) Nach den Beobachtungen und Berechnungen von Dr. Robinson selbst sollen sich bei seinem Instrumente ganz allgemein (?) die Kugelschalenmitten mit $1/3$ der Geschwindigkeit des Windes bewegen. Bemerken möchten wir nur noch, dass der Wind gegen die concave Kugelseite stets einen grösseren Druck ausübt, wie gegen die convexe. Deshalb ist auch die Drehrichtung der ganzen Vorrichtung dieselbe, woher auch der Wind wehen mag.

2) Zweiter Band (1867) S. 182 ff.

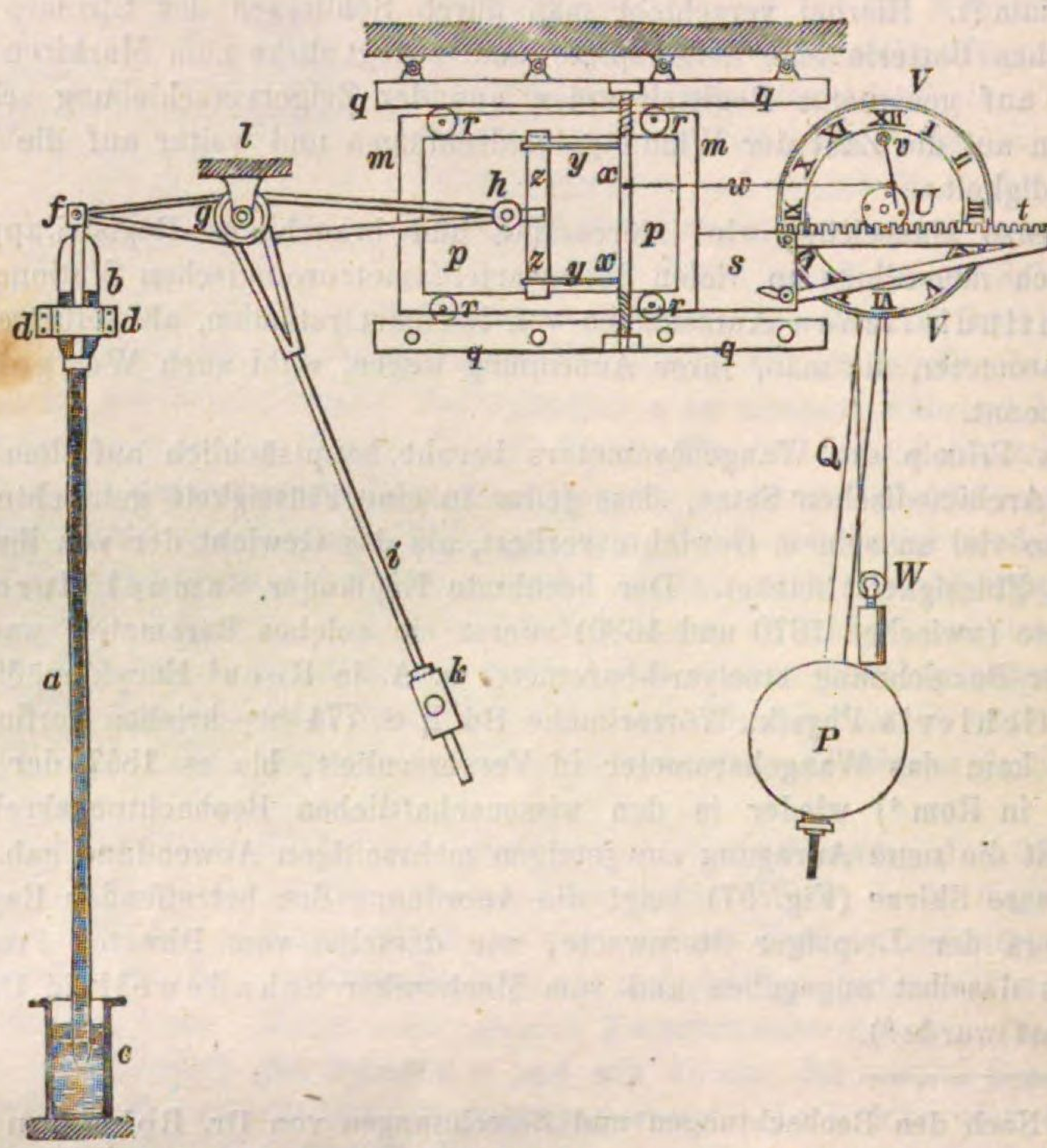
3) Man sehe besonders hierüber Randau's Abhandlung „Zur Geschichte und Theorie des Waagebarometers" in Poggendorf's Annalen der Physik und Chemie, 5. Reihe, 13. Band (1868). Der ganzen Reihe, Bd. 133, S. 430. Ferner auch desselben Verfassers Berichte über die meteorographischen Apparate der Pariser Ausstellung von 1867 in Carl's Repertorium, Bd. III (1867), S. 289.

4) Ebenfalls nach Randau's zuletzt citirtem Berichte etc., S. 296.

5) Bruhns (Director der Leipziger Sternwarte etc.), Resultate aus den

Zunächst ist hier *fgh* der Balken einer ungleicharmigen Waage von 400 Millim. Länge, während der Aufhängepunkt *f* der Barometerröhre *a* von *g* 145 Millim. entfernt ist. Letztere oben geschlossene Röhre (*a*), 790 Millim. lang und 10 Millim. weit, in bekannter Weise mit Quecksilber gefüllt, erweitert sich oben zu einem Gefässe *b* von 302 Millim. Durchmesser. Unten taucht die Röhre mit ihrer offenen (nicht geschlossenen) Mündung in ein ebenfalls mit Quecksilber gefülltes Gefäss *c*. Oben bei *f* ist die Röhre *ab* mittelst einer Art Steigbügel *dfd* am Waagebalken *fh* aufgehangen, welcher letztere auf der

Fig. 57.



entgegengesetzten Seite vom Drehpunkte *g* an einer festen Stange *i* (von 450 Millim. Länge) ein Gegengewicht *k* trägt, welches, je nachdem mehr oder weniger Quecksilber in die Barometerröhre tritt und damit correspondirend, je weniger oder mehr das untere Röhrenende in das Quecksilber des Gefässes *c* taucht (der hydrostatische Auftrieb also auch verhältnissmässig beziehungsweise kleiner oder grösser wird), den Gleichgewichtszustand herstellt [1]).

meteorologischen Beobachtungen im Königreiche Sachsen. Sechster Jahrgang, 1871, S. 59.

1) Gleichgewicht findet stets statt, wenn das statische Moment des Gewichtes des Glasrohres *a*, plus dem des ganzen im Rohre befindlichen Quecksilbers, minus dem des durch das als massiver Körper gedachte, in das Quecksilber eingetauchte Rohrstück verdrängten Quecksilbers, dem statischen Momente des Gegen-

Das Gewicht k an der Stange i ist verschiebbar, um den Hebelarm fgh nahezu horizontal stellen zu können, wenn der mittlere Luftdruck vorhanden ist. Das Ende des Hebelarmes von g bis h ist eine dünne Feder von 255 Millim. Länge und von 30 bis 10 Millim. Breite.

Bei V hat man eine gute Uhr (Regulator) VQP mit Holzpendel placirt, wobei die gewöhnlichen Zeiger abgenommen sind, das Zifferblatt durchbrochen ist, und zwei besondere Stahlzeiger angebracht sind, welche die Zeit anzeigen. Auf der Achse, welche den Stundenzeiger trägt, unter einer Scheibe U ist ein (in unserer Abbildung weggelassenes) Kronrad befestigt, welches in die Zähne der Stange t greift, die bei der Drehung des Kronrades langsam fortbewegt wird. Die Scheibe U trägt vier hervorstehende 11 Millim. lange Spitzen, die in jeder Stunde einen kleinen Kreis beschreiben. Mit der Zahnstange in Verbindung steht der Schlitten rr (190 Millim. lang und 130 Millim. hoch), auf welchem Papier pp durch Federn gehörig gespannt erhalten und der durch die Zahnstange in 24 Stunden um 122 Millimeter fortbewegt wird. Damit der Schlitten r sich gehörig leicht bewegt, läuft er auf Rollen. Ein Hebel v trägt eine Schnur w, wodurch ein von einer schwachen Spiralfeder gehaltener Hammer xyz, der sich um xx als Achse dreht, am Ende jeder Viertelstunde in die Höhe gezogen und dann plötzlich losgelassen wird, wodurch ein Schlag auf die bei h mit einem Bleistifte ausgestattete Stelle am Ende des (Feder-) Armes gh ausgeführt und demzufolge einen Controlpunkt auf der Fläche des Papieres p hervorgebracht wird[1]). Näheres über Gebrauchsweise und über ausgezeichnete Wirksamkeit dieses Waagebarometers mit Registrirapparat enthält die vorher citirte Abhandlung des Herrn Directors Bruhns.

Einen ähnlichen Barographen hat Wild für das Berner Observatorium ausführen lassen, jedoch mit dem Unterschiede, dass dabei mit Hülfe einer galvanischen Batterie und eines Elektromagneten die Markirspitze (h) einen Papierstreifen durchsticht, wovon Beschreibung und Abbildung die unten notirte Quelle liefert[2]).

Die Gelegenheit benutzend machen wir auf einen sehr guten Registrir-Thermometer der Sternwarte in Bern aufmerksam, wobei der thermometorische Körper ein sogenanntes Metall-Thermometer (aus zwei spiralförmig gewundenen Streifen von Stahl und Messing, ähnlich Fig. 24) gebildet ist. Zur Registrirung auf Papier benutzt Wild auch hier eine galvanische Batterie und einen Elektromagneten[3]).

gewichtes k gleich ist, beide Momente auf den Drehpunkt g bezogen. Ausführliche Theorie des Apparates giebt Schreiber in Carl's Repert. für Experim.-Physik, Bd. 8, S. 245.

1) Ein zweiter ähnlicher (in unserer Abbildung) weggelassener Hammer schlägt, ebenfalls von U aus bewegt, zeitweise (alle 5 Minuten) gegen die mit Quecksilber gefüllte Röhre a, um das Adhäriren des Metalls an der Glasröhre aufzuheben.

2) Carl's Repertorium für Experimental-Physik, Bd. X (1874), S. 296, unter der Ueberschrift „Barograph nach Wild von Hasler & Escher in Bern“ (Abbildungen auf der beigegebenen Tafel XVII).

3) Wild, „Die selbstregistrirenden meteorologischen Instrumente der Sternwarte in Bern.“ Carl's Repert. für Experim.-Physik. Bd. II (1867), S. 164.

§. 30.

Maschinen zur Veranschaulichung der Himmelskörperbewegungen [1]).

Der Vollständigkeit wegen besprechen wir hier noch kurz die Maschinen, welche dazu dienen, die Bewegungen der Planeten und Monde nachzuahmen, und zwar derartig mittelst mechanischer Combinationen, vorzugsweise durch Räderwerke, dass deren Stellungen, Umlaufszeiten und Geschwindigkeiten mehr oder weniger der Wirklichkeit gleichkommen. Je nachdem eine solche Maschine die Bewegung sämmtlicher Planeten um die Sonne oder der Erde um die Sonne, oder endlich des Mondes um die Erde versinnlicht, giebt man ihr noch beziehungsweise die besonderen Namen: Planetarium, Tellurium oder Lunarium.

Die erste mechanische Combination zur Darstellung der Bewegung der Himmelskörper soll in China 2697 (?) v. Chr. ausgeführt worden sein, nachher eben dort noch viele andere [2]). Viel später wird dem Archimedes die Construction einer Himmelskugel zugeschrieben, die, aus Glas gemacht, die Bewegungen der Planeten und des Mondes nachgeahmt hätte. Wirklich beachtenswerthe Constructionen finden sich jedoch erst nach der Copernicus-Galiläi'schen Zeitperiode, wo sich namentlich Huyghens (1682) und Römer (1678) mit der Construction von automatischen, durch Uhren bewegte Planetarien beschäftigten, die sich bei Janvier [3]) und Rees [4]) beschrieben finden und wobei u. A. Römer zuerst von seinen berühmten conischen Spiralrädern Gebrauch machte, bei denen die zusammengreifenden Radzähne in Spirallinien auf Kegeln von verschiedenem Durchmesser neben einander stehen [5]).

1) Janvier, Des révolutions des corps célestes par le mécanisme des rouages. Paris 1812. — Rees' Cyclopädia. Vol. XXV. Orrery. Vol. XXVII. Planetary-Maschines. London 1819. — Gehler, Physikalisches Wörterbuch, Bd. 7, S. 580, Artikel „Planetarium", wobei sich noch andere literarische Angaben finden, die hier weggelassen sind. — Henderson's Planetarium, Mechanics-Magazine. Vol. 18. P. 369. Manchester 1833. Daraus auch in Dingler's Polytechnischem Journal. Bd. 48. S. 241. — Guénal, Appareil Uranographique. Bulletin de la soc. d'encouragement. 50. annéę. 1851. P. 10. — Schmidt, Ueber astronomische Uhren in den Verhandl. zur Beförd. des Gewerbfleisses in Preussen, Jahrg. 1868, S. 192.

2) An Historical Account of Planetary-Machines, Rees' Cyclopädia. Vol. XXVII.

3) A. a. O. P. 2 (Description du Planétaire automate de Christian Huyghens) und P. 89 (Du Planétaire de Römer).

4) Cyclopädia, Artikel „Planetary-Machines". (Römer's Planetarium.)

5) Nach dem Tome I. des Recueil des Machines. 1699. Nr. 22 (Construction des roues propre à exprimer par son mouvement l'inégalité des révolutions des planetes) findet sich eine deutsche Bearbeitung der Römer'schen Mechanismen in der „Sammlung von Maschinen und Instrumenten" von Henning in Nürnberg ausgefertigt. (Ohne Angabe der Jahreszahl, jedoch wahrscheinlich aus dem Anfange des vorigen Jahrhunderts.) Nr. 27 u. 28. S. 106 u. 107.

Eine beachtungswerthe Arbeit seiner Zeit (1800) ist das Planetarium Janvier's, worüber er ausführlich in seinem bereits citirten Werke S. 67 unter der Ueberschrift handelt: „Construction d'une machine planétaire plus complète que celles qui ont été exécutées jusqu'à ce jour." Indem wir auf die Quelle und besonders auf die schönen beigegebenen Kupfertafeln verweisen, bemerken wir bloss, dass Janvier die periodischen Bewegungen aller Planeten bis zum Uranus darstellt, ferner die Umdrehungen der zugehörigen Monde, die Störungen der Knoten und Neigungen etc., die Sonnen- und Mondfinsternisse, und zwar dies Alles (wie er behauptet!) mit so viel Präcision, dass man damit die Lage der Himmelskörper sowohl unter sich, als in Bezug auf die Erde für einen Zeitraum von 20 Jahrhunderten ohne merklichen Fehler zu erkennen im Stande sein soll (?).

Der letzteren mindestens gleichstehende Arbeiten lieferte der Engländer W. Pearson, welche bei Rees im Artikel „Orrery" beschrieben und abgebildet sind [1]).

So höchst interessant und beachtenswerth die Constructionen Janvier's und Pearson's aber auch sind, so lassen sich dieselben doch nicht derartig in Kürze beschreiben, um hier Aufnahme finden zu können, weshalb wir uns begnügen müssen, zum Studium der angeführten Quellen zu rathen.

Unter den jüngeren Planetenmaschinen haben den Beifall und die Anerkennung der Sachverständigen besonders die des braunschweigischen Professors Gelpke [2]) und des Schotten Fulton [3]) gefunden. Ersterer erzeugt durch seine Maschine 32 Bewegungsarten unter Anwendung von mehr als 100 Rädern, stellt damit ausser den Grössen-, Entfernungs-, Geschwindigkeits- und Ortsverhältnissen die Lage der Planetenbahnen gegen die Erdbahn dar, die Knoten derselben, das Rückwärtsgehen, Stillstehen und Vorwärtsgehen der Planeten, das Verschwinden und Wiedererscheinen des Saturnringes, erklärt das besondere Auftreten der Merkurdurchgänge, hat überdies eine Einrichtung zur Darstellung des elliptischen Umlaufes von Pallas, Mars und Merkur, zeigt dabei von allen Planetenbahnen die Lage der Sonnenferne an u. s. w.

Fulton's grosses Orrery hat gegen 200 Bewegungen, die durch 175 Räder und Getriebe hervorgebracht werden, und soll in vielen Beziehungen die Gelpke'sche Maschine übertreffen. Um mindestens die Idee eines Planeta-

1) Vortreffliche Abbildungen von Pearson's Orrery findet man bei Rees in Bd. IV. der Plates, Abschnitt „Planetary-Machines", und zwar speciell Plate VII, wobei zugleich bemerkt werden mag, dass die Engländer mit „Orrery" (nach Lord Orrery, dem die erste englische Maschine gewidmet wurde) diejenigen Planetarien bezeichnen, wobei die wahre Bewegung derselben um die Sonne, mit allen täglichen, jährlichen und sonstigen Veränderungen, sowie die ihrer Monde, so viel als nur möglich der Wahrheit getreu dargestellt wird, während eine Maschine (wie die unserer Abbildung Fig. 58), wo nur die Drehungen der Hauptplaneten um die Sonne automatisch wiedergegeben werden, allein Planetarium genannt wird.

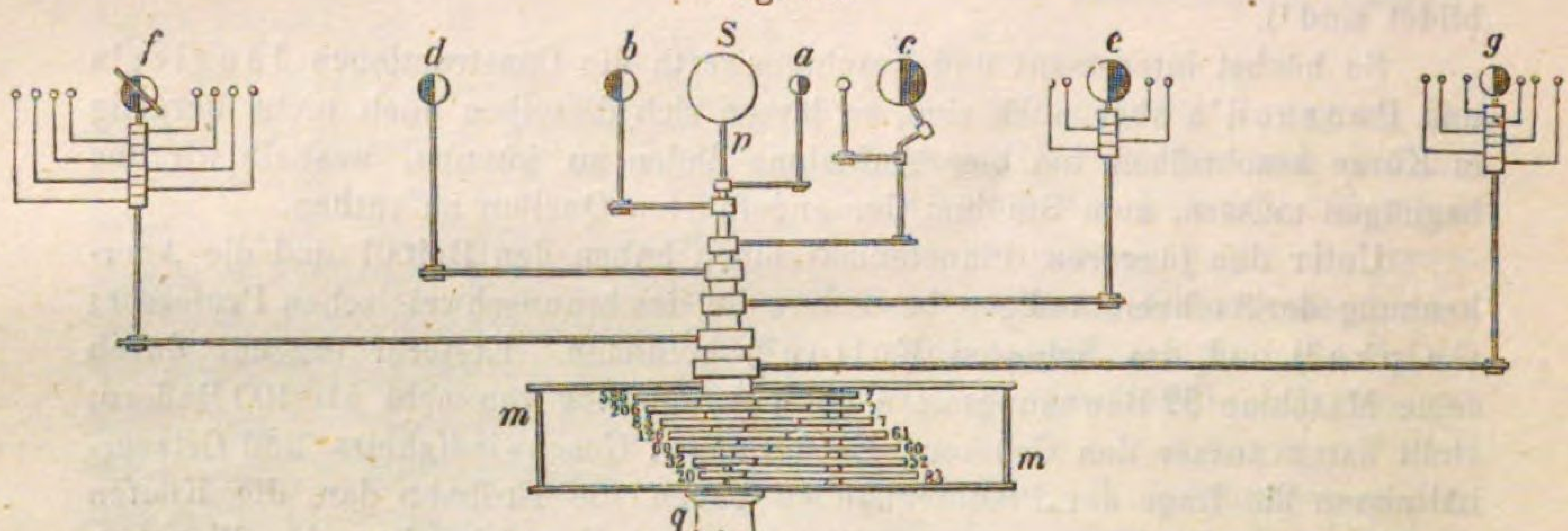
2) Nach dessen Populärer Himmelskunde. S. VIII. Hannover 1837. Der Preis von Gelpke's Maschine wird dort S. IX zu 50 Friedrichsd'or angegeben, was den Leistungen nach nicht zu viel ist.

3) Dingler's Polytechnisches Journal. Bd. 57. S. 314. 1835.

riums durch eine Abbildung zu erläutern, theilen wir in Fig. 58 die Skizze eines der einfachen Planetarien mit, welche (nach einem gewissen Henderson) in England in gewöhnlichen Schulen (besonders ihrer Wohlfeilheit wegen) im Gebrauche sind[1]).

Das betreffende, von einer Uhr oder auch durch die Hand bewegte Räderwerk befindet sich in einem verschlossenen Gehäuse, welches nebst den sonst erforderlichen Mechanismen von einem Stative q getragen wird. Auf dem Deckel dieses Gehäuses hat eine grosse kreisförmige Platte Platz (in unserer Abbildung weggelassen), welche die Sonnenbahn oder Ekliptik darstellt und auf der zwei Gradbogen angebracht sind, zwischen denen Namen und Symbole der zwölf Himmelszeichen stehen. Der äussere Kreis ist mit einer Scala der Monate und Tage versehen, sowie auf der Platte selbst verschiedene nützliche, den Gegenstand betreffende Tabellen aufgetragen sind.

Fig. 58.



Ein aus Rundstahl gebildeter unbeweglicher, nach oben hin dünn auslaufender Ständer p mit einer Kugel S auf der Spitze, welche die Sonne darstellt, ist auf dem Stative q gehörig befestigt und so angeordnet, dass über denselben sieben Metallhülsen geschoben werden können, die sich unter einander berühren und ohne zu schlottern und ohne grosse Reibungswiderstände überwinden zu müssen, in Umdrehung zu setzen sind. An den oberen Enden der Hülsen sitzen Arme mit den Planeten- und Mondständern, deren Längen den verhältnissmässigen Entfernungen von der Sonne entsprechen, während an den unteren Enden Zahnräder befestigt sind.

Parallel neben der Achse p ist eine zweite Achse, die sogenannte Jahreswelle, angebracht, welche zur Aufnahme der Getriebe dient, die mit den correspondirenden Rädern der Hülsen im Eingriffe stehen, so dass letztere durch erstere in Umdrehung gesetzt werden können.

Die Menge der Zähne, welche den zusammengreifenden Rädern zu geben sind, richtet sich nach der Zahl von Umgängen, welche der betreffende Planet um die Sonne macht, wobei der einmalige Umlauf der Erde um die Sonne zur Einheit genommen wird.

Schreibt man die in Fig. 58 angegebenen Zähnezahlen der zusammengreifenden Räder als Brüche und setzt die tropische Umlaufszeit der Erde

1) Dingler's Polytechnisches Journal. Bd. 48. S. 241. 1833.

um die Sonne gleich 365,242 Tagen, so erhält man dann leicht folgende Zusammenstellung [1]):

Es dreht sich um die Sonne:

Merkur (*a*) . . .	in $\left(\frac{20}{83}\right)$. 365,242	=	88	Tagen	0 St.	14 Min.	24 Sec.	
Venus (*b*)	„ $\left(\frac{32}{52}\right)$. „	=	224	„	18 „	20 „	9 „	
Erde (*c*)	„ $\left(\frac{60}{60}\right)$. „	=	365	„	5 „	48 „	48 „	
Mars (*d*).	„ $\left(\frac{126}{67}\right)$. „	=	684	„	19 „	52 „	19 „	
Jupiter (*e*)	„ $\left(\frac{83}{7}\right)$. „	=	4330	„	17 „	30 „	3 „	
Saturn (*f*)	„ $\left(\frac{206}{7}\right)$. „	=	10738	„	2 „	54 „	43 „	
Uranus (*g*) . . .	„ $\left(\frac{586}{7}\right)$. „	=	30688	„	14 „	55 „	0 „	

Bemerkt werden muss noch, dass Henderson die Umdrehzahlen des Saturn und Uranus nicht durch so grosse Zahlen direct bewirkt, wie in die Figur eingeschrieben sind, sondern mit Anwendung von Zwischenräderpaaren. Die Monde der betreffenden Planeten werden hier durch Handbewegung gestellt. Sollen auch sie von der Hauptwelle aus der Wirklichkeit entsprechend bewegt werden, so sind durch die langen horizontalen Arme Wellenleitungen zu führen und mancherlei Räderconstructionen in Anwendung zu bringen, die im Allgemeinen darauf hinauskommen, den Rädern eine gleichzeitige Drehung um zwei verschiedene Achsen zu geben. Man sehe deshalb den nachher folgenden Batchelder'schen Dynamometer, sowie Barett's Göpel. Theorien hierzu finden sich an letzterem Orte, in den vorher citirten Werken und in Willis Principles of mechanism. Art. 406.

1) Nach Mädler's Astronomie, 5. Aufl., gestalten sich diese Werthe und andere, die hier von Nutzen sind, wie folgt:

	Tropische Umlaufszeiten.	Mittlere Entfernung von der Sonne.	Durchmesser in Meilen.	Volumen.
Merkur . . .	87t 23h 14′35″	0,387	671	1/17
Venus . . .	224t 16h 41′25″	0,723	1717	1/1
Erde	365t 5h 48′47″,6	1,00	1719	1/1
Mars	686t 22h 18′18″	1,524	922	1/7
Jupiter . . .	4330t 14h 14′10″	5,203	20018	1491
Saturn . . .	10746t 22h 30′	9,539	16305	772
Uranus . . .	30586t 21h 48′ 5″	19,182	7866	87
Neptun . . .	59736t 6h 28′	30,034	7300	77

Drittes Capitel.

Zähl- und Messmaschinen für besondere Zwecke.

§. 31.

Schritt-, Hub-, Stück- und Umdrehzähler, sowie Wegmesser[1]).

Sowohl im Gebiete der Industrie als des öffentlichen Verkehrs wird es oft erforderlich, Arbeiten hinsichtlich Anzahl, Quantum, Geschwindigkeit und Gleichförmigkeit der Bewegung, zurückgelegter Wege etc. zu controliren, wozu man bereits eine nicht geringe Menge von mehr oder weniger beachtenswerthen Maschinen und mechanischen Instrumenten ersonnen und ausgeführt hat, deren Kenntnissnahme nicht ohne Interesse und Nutzen ist.

Im Allgemeinen kommen alle darauf hinaus, die hierbei zu stellende Aufgabe durch entsprechende Combination von Klinken und Hebeln mit Sperrrädern, Zahnrädern, oder diese mit ersteren im Verbande, oder auch in der Zusammenstellung von Rädern mit endlosen Schrauben etc. dem speciellen Zwecke gemäss zu lösen.

Einer der einfachsten und zweckmässigsten Mechanismen, um Schritte, Tritte, Hübe etc. zu zählen, ist Fig. 59, 60 und 61 in drei verschiedenen Ansichten (beziehungsweise von innen, von der Seite und von aussen gesehen) in wirklicher Grösse dargestellt.

Der zur Bewegung erforderliche Zug wird an der Schnur y ausgeübt und dadurch der einarmige Hebel bcd in eine Schwingung um seinen Drehpunkt b versetzt, der an der Hinterplatte des Gestelles angebracht ist.

Mit diesem Hebel ist ein um c drehbarer Zughaken f derartig vereinigt, dass er sich gehörig frei um c bewegen, jedoch auch nicht ausser Eingriff mit einem Sperrrade g kommen kann, dessen Zähnen entsprechend der Haken f construirt ist, welcher letztere noch durch eine Feder h in seiner Wirkung unterstützt wird. Eine zweite, kräftigere Feder e bringt den Hebel bd nach jedem Zuge wieder in die ursprüngliche Ruhelage (welche in Fig. 59 gezeichnet ist). Zur Verhinderung einer rückgängigen Bewegung des Sperrrades g dient

1) Leupold, Theatri Machinarum Supplementum. §. 21. Leipzig 1739. Von den Instrumenten, den Weg zu messen, insonderheit von den Schrittzählern. — Beckmann, Beiträge zur Geschichte der Erfindungen, Bd. I (1780), S. 16 unter der Ueberschrift: „Odometer“ (Wegmesser). — Borgnis, Traité complet de mécanique appliquée aux arts. Paris 1820. Des machines imitatives. P. 212. „Compteurs.“ — Poppe, Encyklopädie des gesammten Maschinenwesens, Artikel „Wegmesser“ (bloss der Literatur wegen wichtig).

ein an der Hinterwand *a* befestigter Kegel (Sperrklinke) *i* mit zugehöriger Feder *k*.

An der Achse des Sperrrades *g* sitzt ein fünfzähniges Getriebe r^1, welches in das Zahnrad s^1 von 50 Zähnen greift, so dass 100 Hübe erfolgt sind, wenn s^1 und dessen zugehöriger Zeiger z^2 (Fig. 60) einen Umlauf gemacht hat. Wie hiernach weiter das Rad s^2 und mit ihm der betreffende Zeiger z^3 zum Zählen bis zu 1000 Umläufen und endlich s^3 mit z^4 bis zu 10000 Umläufen dienen kann, erhellt jedenfalls ohne weitere Auseinandersetzungen.

Fig. 59.

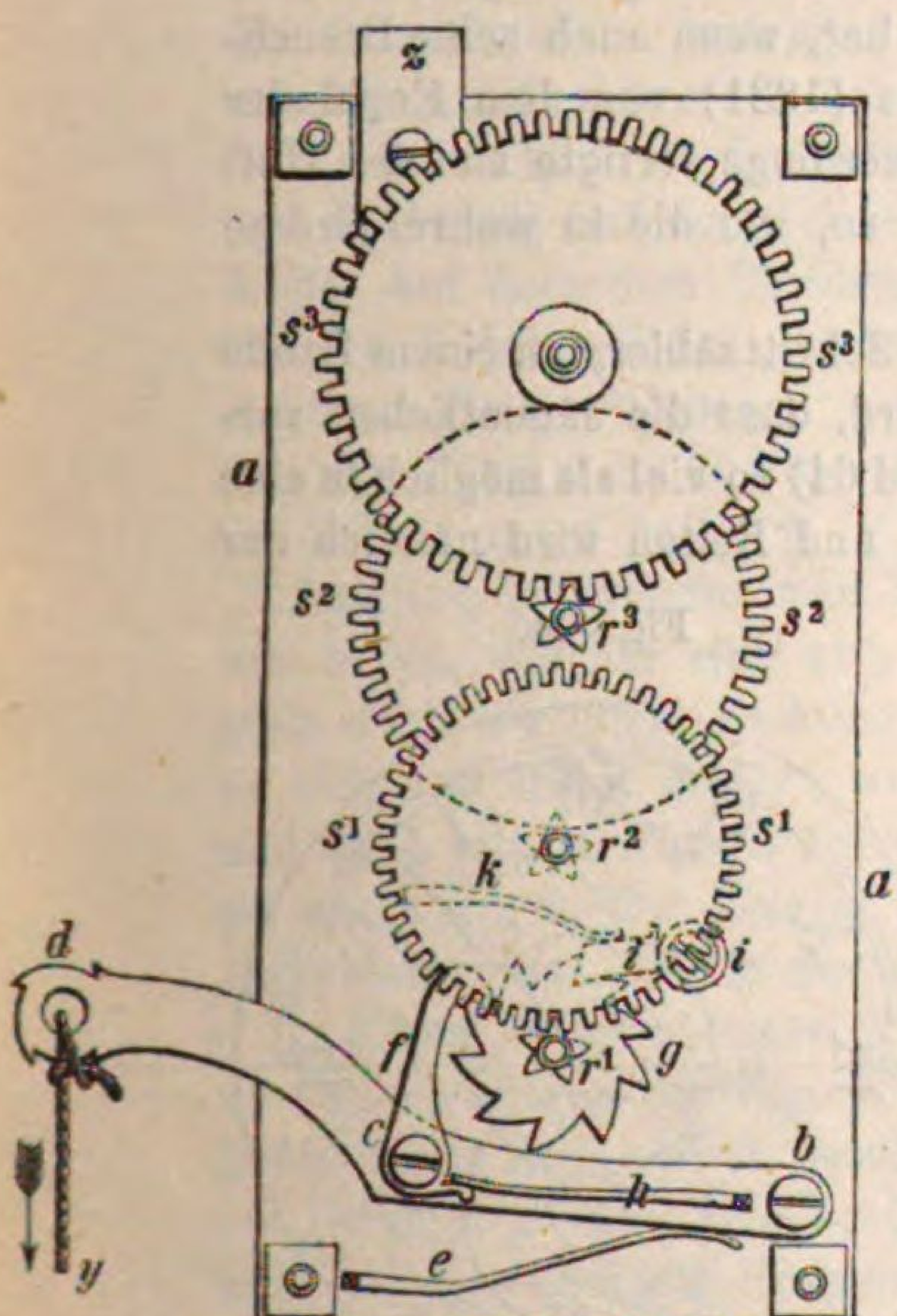


Fig. 60.

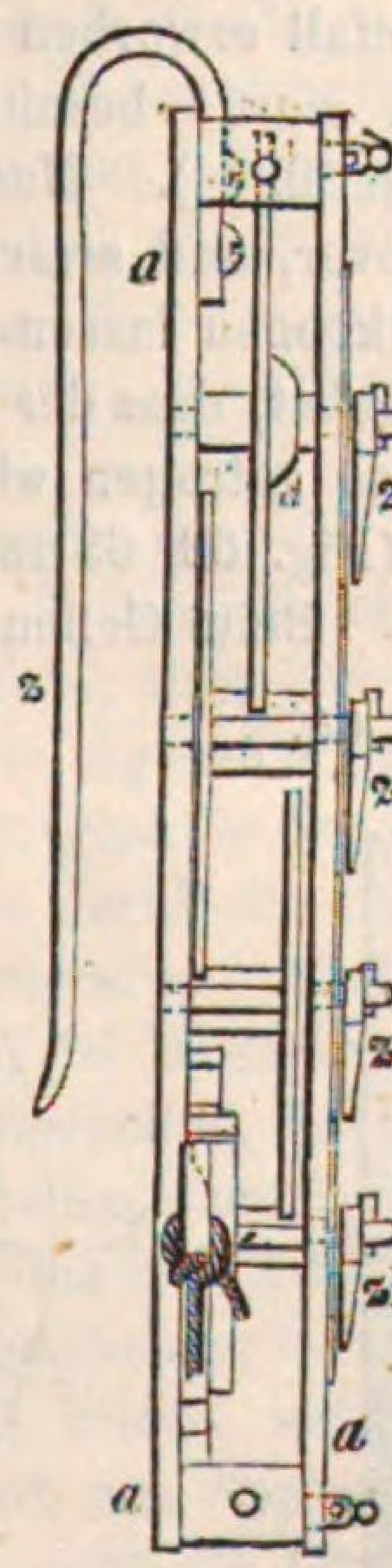
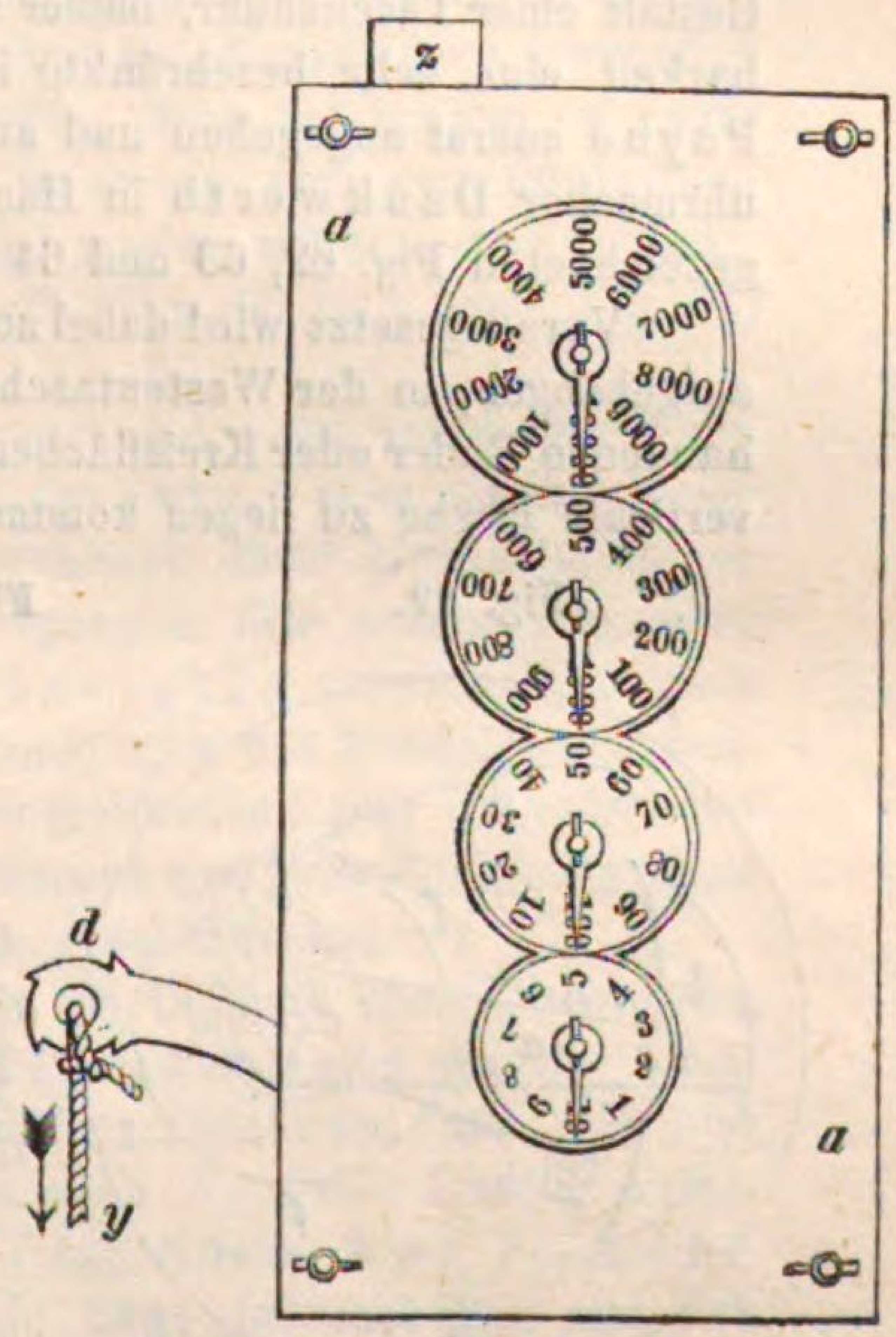


Fig. 61.



Der an der Hinterplatte von *a* festgenietete Haken *z* dient dazu, das Instrument an dem menschlichen Körper (in einem Knopfloche) befestigen zu können, während die Schnur *y* etwas unter dem Knie festgebunden, der ganze Mechanismus also zum Schrittzählen benutzt wird [1]).

Bei einem anderen Instrumente, welches ausschliesslich zum Schrittzählen für Menschen bestimmt ist, vom verstorbenen Hofrathe Reichenbach in München herrühren soll und in Göttingen aufbewahrt wird, wirkt die Zugschnur *y* am Umfange eines in Oscillationen zu versetzenden Kreissegments, dessen Achse ein zahnartiges Prisma trägt, welches gleichzeitig in zwei auf derselben Achse sitzende Zahnräder greift.

1) Der hier beschriebene, anscheinend sehr alte Schrittzähler befindet sich in der physikalischen Sammlung der Universität Göttingen, von wo aus er mir durch die Güte des Herrn Professor Listing zugängig wurde. Ein ähnlicher Schrittzähler wurde schon von Leupold abgebildet; a. a. O. Tab. IV.

Die Anordnung dieser beiden Räder kommt ganz mit der Abbildung Fig. 76 überein, wenn man sich dort statt der endlosen Schraube δ das hier erwähnte Zahnprisma angebracht denkt. Das innere der beiden Zahnräder hat 100, das äussere einen Zahn mehr, also 101 Zähne. Mit dem ersteren ist eine mit Scala versehene Kreisscheibe, mit dem letzteren ein vor dieser Scheibe beweglicher Zeiger verbunden, eine Idee, die neuerdings wieder Clair in Paris bei seinen Anemometern und Dynamometern, sowie Meyerstein in Göttingen bei seinen Woltmann'schen Flügeln, wovon später die Rede sein wird, in Ausführung bringt.

Ein Schrittzähler (Pedometer), der sich durch seine gefällige Form, in Gestalt einer Taschenuhr, immer Beifall erworben hat, wenn auch seine Brauchbarkeit eine sehr beschränkte ist, wurde bereits (1831) von dem Engländer Payne zuerst angegeben und ausgeführt [1]). Neuerdings fertigte sie der Hofuhrmacher Dankwerth in Hannover, und zwar so, wie die in wahrer Grösse gezeichneten Fig. 62, 63 und 64 erkennen lassen.

Vorausgesetzt wird dabei zunächst, dass der Schrittzähler, an einem Bande aufgehangen, in der Westentasche so getragen wird, dass die sämmtlichen vorhandenen Räder oder Kreisflächen (Fig. 62, 63 und 64) so viel als möglich in eine verticale Ebene zu liegen kommen. Beim Gehen und Reiten wird nämlich der

Fig. 62.

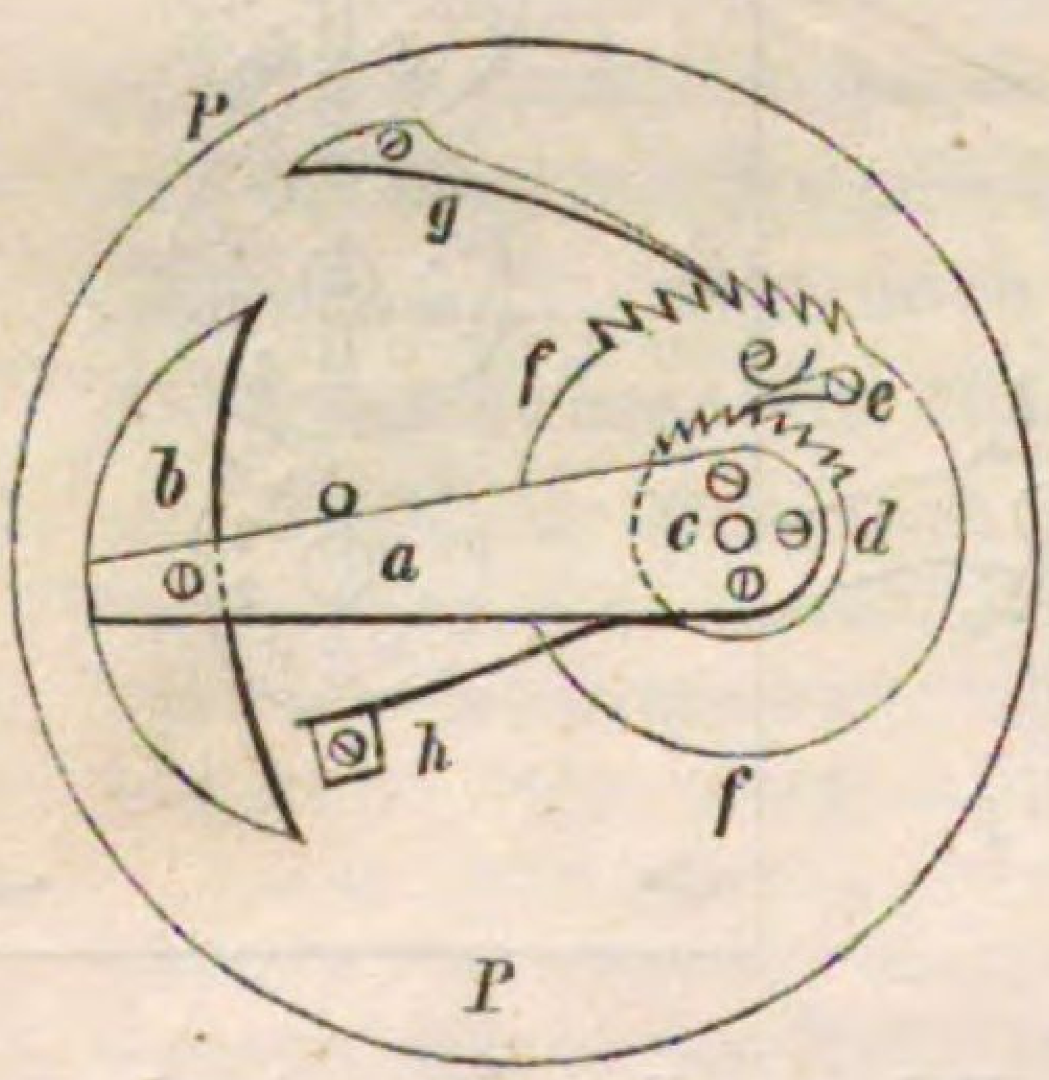


Fig. 63.

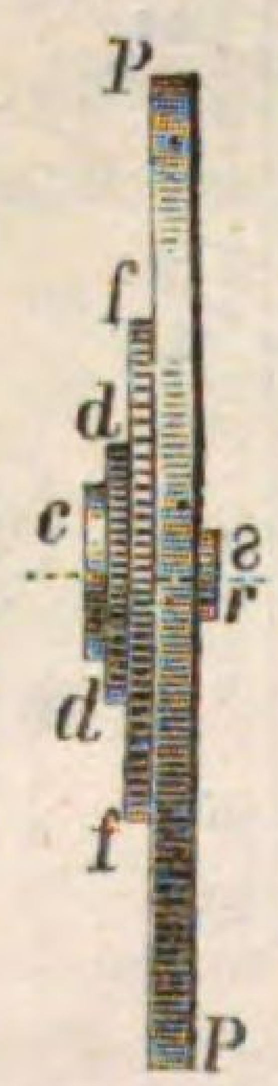
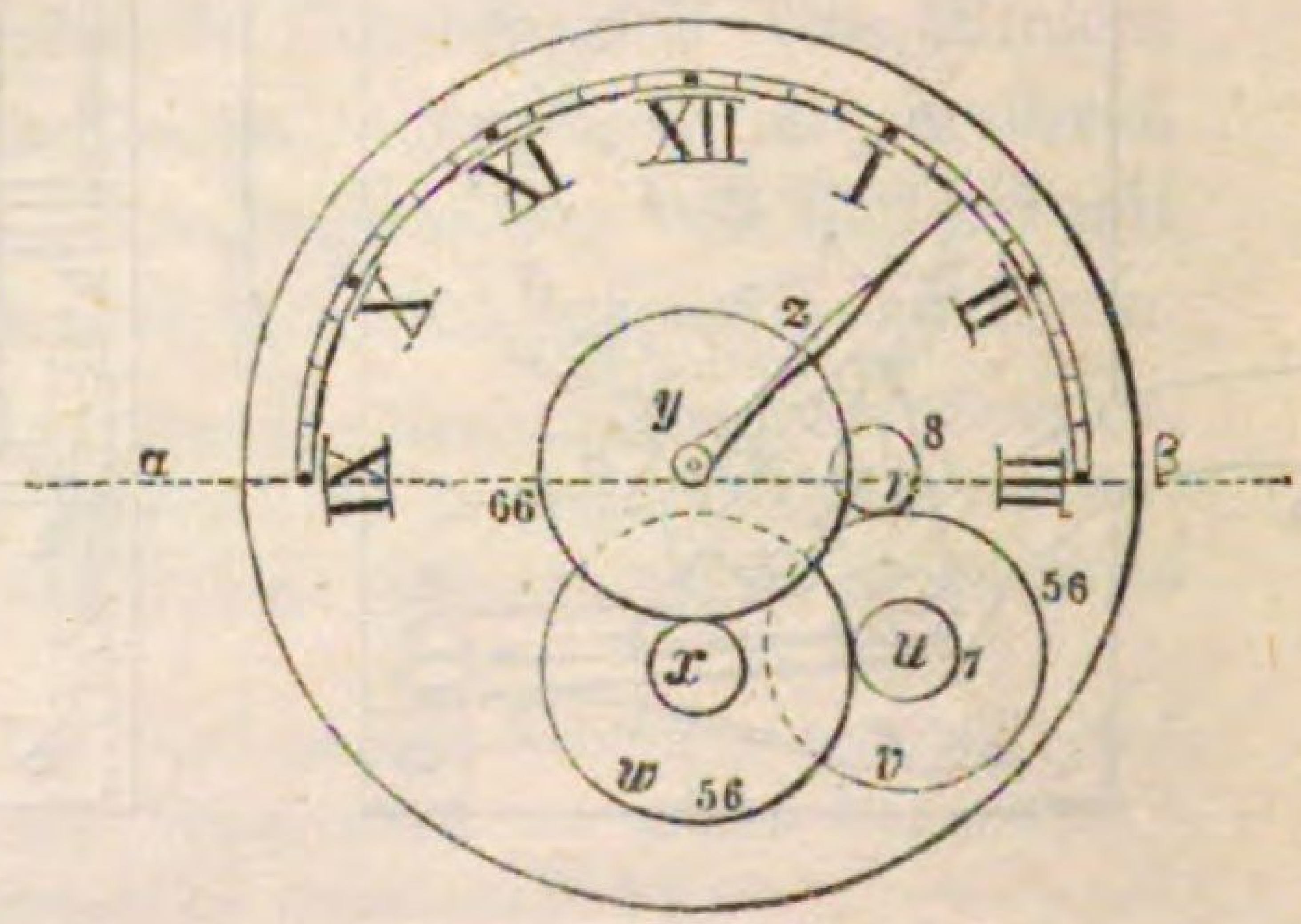


Fig. 64.



Schwerpunkt des menschlichen Körpers bei jedem Schritte erst um ein Bestimmtes gehoben und nachher wieder gesenkt [2]), worauf sich eine eigenthümliche Methode des Selbstaufziehens jeder Taschenuhr gründen lässt und auch die Thätigkeit des fraglichen Schrittzählers beruht. Den Haupttheil des Instrumentes bildet daher ein Hebel, oder, specieller bezeichnet, ein Pendel abc,

1) Dingler's Polytechnisches Journal. Bd. 42. S. 20. 1831.

2) Bezeichnet man die Schrittlänge eines Menschen mit l, seine Schenkellänge mit r und die totale Höhe, auf welche der Schwerpunkt des Körpers beziehungsweise gehoben und gesenkt wird, mit h, so erhält man genau genug: $h = \frac{l^2}{8r}$.
Für $l = 81$ Centim., $r = 91$ Centim., ergiebt sich demnach:

$$h = \frac{(81)^2}{8 \cdot 91} = \frac{6561}{728} = 9{,}1 \text{ Centim.} = 91 \text{ Millim.}$$

welches sich um die Achse *c* dreht, bei *b* ein Stahlsegment trägt, um den Schwingungspunkt gehörig weit von der Drehachse *c* zu entfernen und eine erforderliche träge Masse zu schaffen. Um zu verhindern, dass der Hebel *abc* von selbst niederwärts geht, lehnt sich eine gehörig starke Feder *h* gegen die untere Seite desselben. Mit dem Niedersteigen des Körperschwerpunktes beim Fortschreiten des Instrumententrägers geht natürlich auch der Hebel *ab* niederwärts, beharrt jedoch noch in dieser Bewegung, wenn der menschliche Fuss bereits zur Ruhe gelangt ist, d. h. es geht der Arm *ab* noch um etwas mehr nach abwärts, als der Körperschwerpunkt. Hierdurch wird aber ein Niederdrücken der Feder *h* veranlasst und durch das nach unten gerichtete Schwingen des Armes *ab* eine entsprechende Drehung des kleinen Sperrrades *d* erzeugt, welches mit dem Arme *a* bei *c* durch Schräubchen zu einem Ganzen verbunden ist. Ausdrücklich zu bemerken ist jedoch hierbei, dass das System *cd* (Arm und Sperrrad) auf der Achse lose steckt, um welche es sich gemeinschaftlich dreht. Auf derselben Drehachse fest sitzen dagegen das grössere zweite Sperrrad *f* und das auf der Rückseite der Platte *P* (Fig. 63 und auch Fig. 64) sichtbare Zahngetriebe *r*.

Beachtet man überdies noch, dass der Sperrkegel *e* des Sperrrades *d* auf der Ebene von *f* befestigt ist, die Sperrfeder *g* des Rades f aber auf der Platte *P* festsitzt, so erkennt man bald, dass wir überhaupt einen Mechanismus vor uns haben, welcher eine schwingende Bewegung in eine absatzweise, aber stets nach derselben Richtung gehende Drehbewegung verwandelt, wonach es sich von selbst erklärt, wie durch die Schwingungen des Pendels *abc* nach und nach alle in Fig. 64 erkennbaren zusammengreifenden Räder in Umdrehung gesetzt werden, der Zeiger *z* in Bewegung kommt und mit Zuziehung eines Zifferblattes das Zählen der gemachten Schritte geschehen kann [1]).

Einen zweckmässigen Mechanismus [2]), um die Umläufe eines Wagenrades zu zählen, zeigen die Fig. 65 bis incl. 68, wobei insofern eine gewisse Aehnlichkeit mit dem vorher beschriebenen Schrittzähler stattfindet, als auch hier ein Gewicht *d* die Triebkraft bildet, welches nach Art eines Pendels aufgehangen ist, wobei ein Gesperre, aus Sperrrad *i* und Klinke *k* mit Feder *l* bestehend, das Gewicht zwingt, stets die verticale Lage beizubehalten und sich

1) Ist der Hub des Pendels durch die vorhandene Stellschraube so angeordnet, dass bei jeder Schwingung das grosse Sperrrad *f* um zwei Zähne (deren Anzahl 100 ist) verschoben wird, so sind zu einem ganzen Umlaufe des Zeigers $\frac{56}{8} \cdot \frac{56}{7} \cdot \frac{66}{7} \cdot 50 = 26400$ Schwingungen oder Schritte erforderlich. Damit also der Zeiger um den Abstand zweier (der 48) Theilstriche auf dem Zifferblatte fortrückt, sind $\frac{26400}{48} = 550$ Schritte zu machen. Hat man sich die Fertigkeit erworben, stets gleich lang auszuschreiten, so wird das Instrument auch als Wegmessser benutzt werden können.

2) Vom Mechaniker Apel in Göttingen bereits vor mehr als 20 Jahren für die polytechnische Schule in Hannover gefertigt. Eine Abbildung davon findet sich auch schon bei Leupold a. a. O. Tab. V.

gleichsam in genau entgegengesetzter Richtung zu drehen, als das Wagenrad, woran die ganze cylindrische Büchse befestigt ist, welche zur Aufnahme des ganzen Mechanismus dient. Dreht sich also das Wagenrad und mit ihm der Zählapparat nach der Richtung des Pfeiles (Fig. 65), so entsteht eine Drehung des Gewichtes d nach der entgegengesetzten Richtung, wobei dies Gewicht stets die tiefste Stelle, d. h. die Lage einzunehmen bemüht ist, welche Fig. 65 zeigt.

Fig. 65

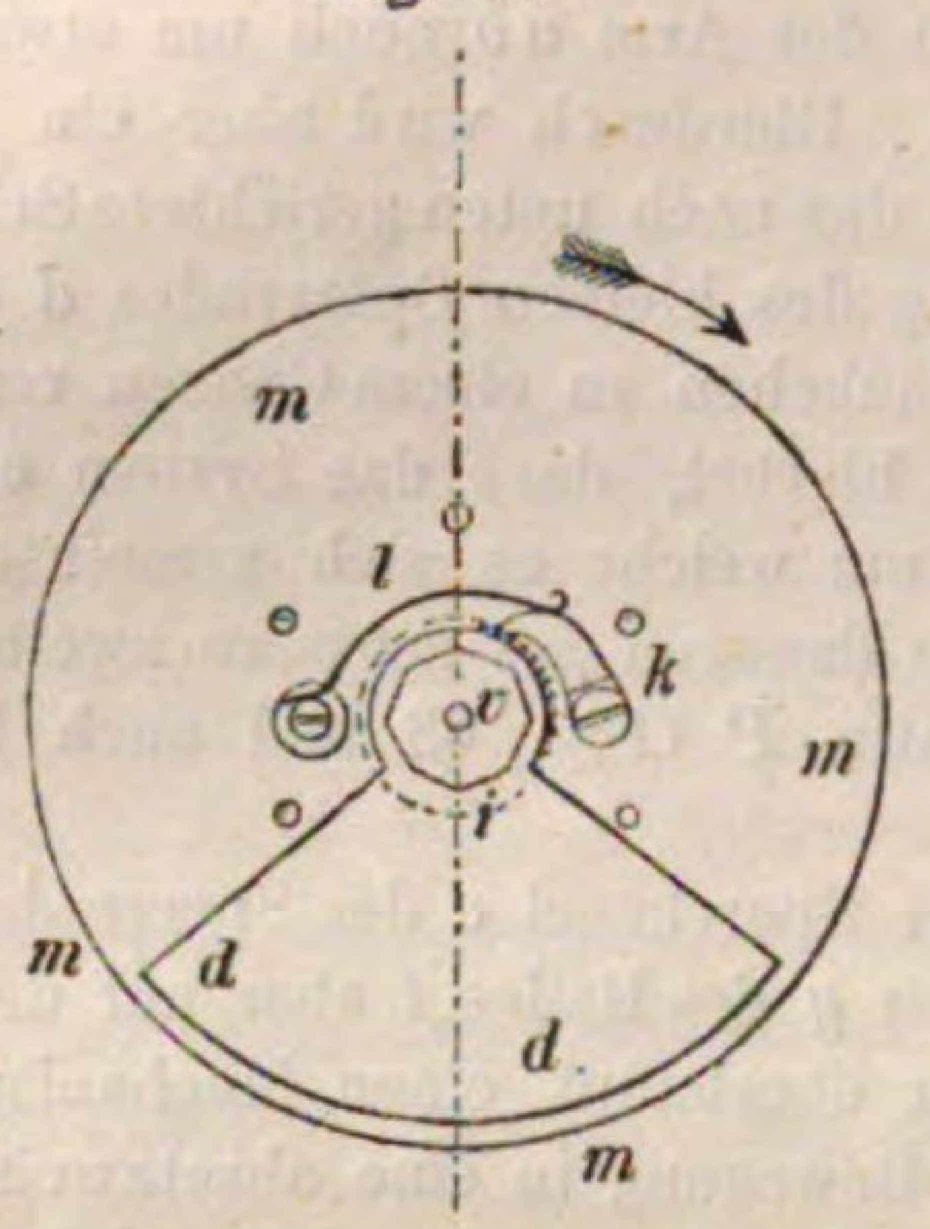


Fig. 66.

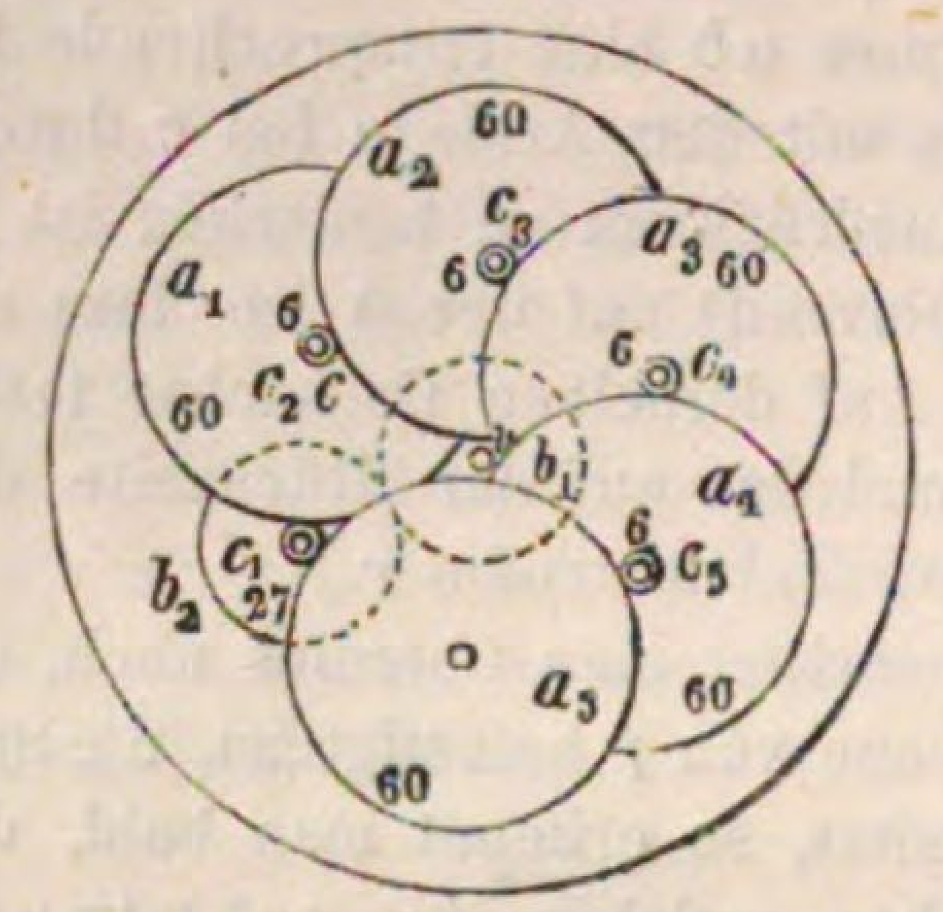


Fig. 67.

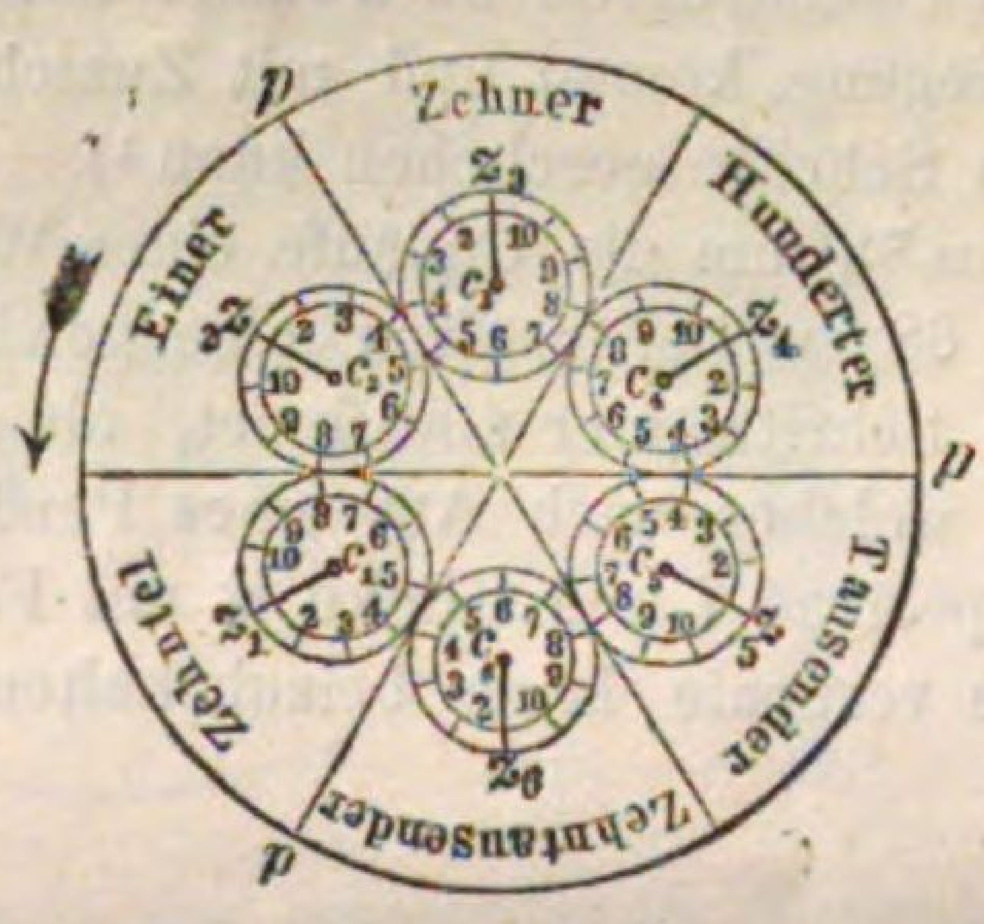
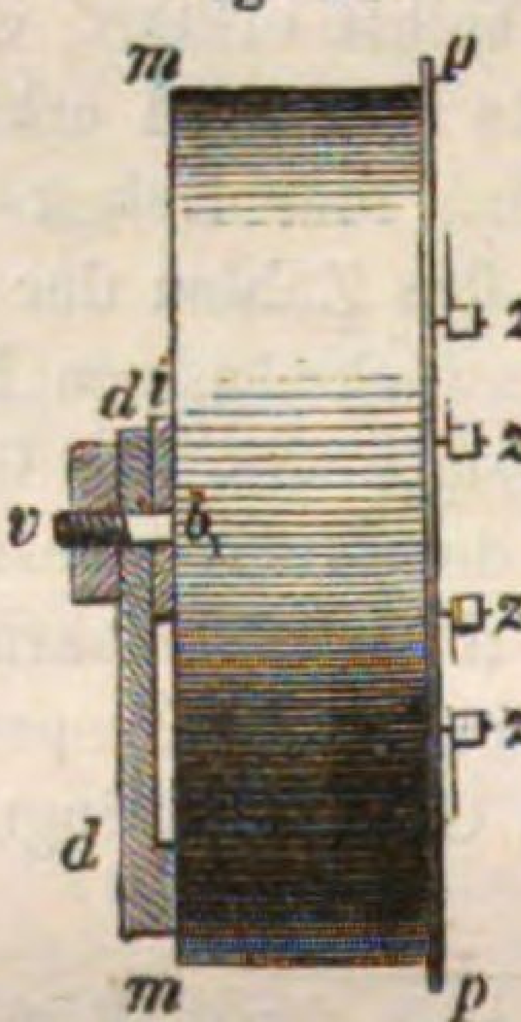


Fig. 68.



Während sich, wie Fig. 68 erkennen lässt, Gewicht d und Sperrrad i auf der Rückseite mm der cylindrischen Büchse befinden, wird die Vorderfläche von der Platte pp (Fig. 67) gebildet, auf welcher Zifferblätter und Zeiger zum Ablesen der betreffenden Umdrehzahlen gehörig angebracht sind. Der innere hohle Raum der Büchse $p\,m$ wird von den erforderlichen verzahnten Rädern eingenommen, deren Anordnung aus Fig. 66 zu erkennen ist.

Auf der Achse v, an welcher das pendelartige Gewicht d befestigt ist, hat man zugleich das erste Zahnrad b_1 (von 27 Zähnen) festgekeilt, welches in das gleich grosse Rad b_2 greift, dessen Welle überdies den Zeiger z, sowie das Getriebe c (von 6 Zähnen) trägt.

Ein Umgang des Rades b_2 entspricht also auch einem Umgange des betreffenden Wagenrades, so dass, wenn das unter dem Zeiger z_1 befindliche Zifferblatt in zehn Theile getheilt wird, auf letzterem die Zehntel der Radumdrehungen abgelesen werden können.

Bei allen weiter zusammengreifenden Rädern hat jedes der Getriebe c_1, $c_2 \ldots c_5$ sechs Zähne, jedes der correspondirenden Räder a_1, $a_2 \ldots a_5$ aber 60 Zähne, so dass immer 10 Umläufe eines Getriebes erforderlich sind, um einen Umgang des betreffenden Rades zu veranlassen.

Mit Bezug auf unsere Abbildungen giebt also die Verbindung:

$\frac{c_1}{a_1}$ die Einer . . . der Wagenradumgänge, wobei z_2 der zugehörige Zeiger ist.

$\frac{c_2}{a_2}$ „ Zehner . . . „ „ „ „ z_3 „ „ „ „

$\frac{c_3}{a_3}$ „ Hunderte . . „ „ „ „ z_4 „ „ „ „

$\frac{c_4}{a_4}$ „ Tausende . . „ „ „ „ z_5 „ „ „ „

$\frac{c_5}{a_5}$ „ Zehntausende „ „ „ „ z_6 „ „ „ „

Bei an der polytechnischen Schule in Hannover mehrfach vorgenommenen Versuchen hat sich dieser Zählapparat stets als brauchbar bewährt.

Als Hub- und Umdrehzähler für Betriebs- und Fabrikationsmaschinen haben die Systeme des Franzosen Garnier[1]) und Evrard[2]) die meiste Verbreitung gefunden[3]). Für Deutschland gebührt den Herren Schäfer und Buddenberg in Magdeburg das Verdienst, diese Systeme mit wesentlichen Abänderungen und Verbesserungen zu verfertigen und immer noch fortzufahren, sich um deren Vervollkommnung zu bemühen.

Es bestehen diese Zähler aus Combinationen von Sperrrädern mit Sperrklinken, wobei erstere in grösseren oder kleinen Zwischenräumen durch einen sogenannten Schubzahn in eine Drehbewegung von kurzer Dauer und Ausdehnung versetzt werden.

Die Buddenberg'sche Anordnung mit sogenannter Nullstellung, wobei die sämmtlichen Sperrräder und Zubehör in der Ebene in gerader Linie neben einander liegen, ist Fig. 69 und 70 in $^2/_3$ der wirklichen Grösse abgebildet.

Aus letzterer Figur erkennt man am besten, wie die betreffenden Theile über einander liegen, weshalb wir mit dieser die Beschreibung eröffnen.

zz ist eine schmiedeeiserne Platte, auf welcher der ganze Mechanismus zusammengestellt und beziehungsweise befestigt ist. Die Sperrräder sind überall mit *b*, die Schubzähne mit *c* und die Zifferblätter, worauf Ziffern von Null bis Neun zum entsprechenden Ablesen der verschiedenen Umlaufszahlen angebracht sind, mit *a* bezeichnet. Eine zweite, mit *m* bezeichnete Gattung von Sperrrädern, die unter denen liegen, welche die Buchstaben *c* tragen, kann zunächst ausser Acht bleiben.

1) Bulletin de la Soc. d'encouragement. 1844 (Juli.) P. 306.

2) Armengaud, Publication industrielle des machines, outils et appareils. Tom. XVI. P. 262.

3) In einigen französischen Baumwollspinnereien (besonders im Elsass) verwendet man aus Schraubenrädern combinirte Zähler (von Saladin), worüber Dollfuss im Münchener Bulletin T. XV, P. 501 berichtet. Man sehe deshalb auch das Polytechnische Centralblatt. Jahrg. 1841. S. 1094.

Die Drehachse der einfachen Umdreh- oder Hubzahlen ist (Fig. 70) mit E (Einer), die der Zehner mit Z, der Hunderter mit H u. s. w. und endlich der Hunderttausender mit HT markirt. Von den drei letzteren Achsen hat man Zifferblatt, Sperrrad und Schubzahn entfernt angenommen und deren Lage nur durch punktirte Linien angezeigt, welche mit den correspondirenden Buchstaben versehen sind.

Fig. 69 hat man so gezeichnet, dass vom Instrumente eine emaillirte Deckplatte entfernt zu denken ist, die sechs kreisrunde Löcher von solchem Durchmesser, und zwar in solcher Entfernung hat, dass von jedem Zifferblatte a nur immer diejenige Ziffer sichtbar ist, welche die entsprechende Hubzahl der Einer, Zehner, Hunderter u. s. w. erkennen lässt. Von den Achsen der Tausender, Zehntausender und Hunderttausender hat man Zifferblätter und Triebsperrräder entfernt, so dass allein Sperrräder m verbleiben, welche, wie bereits erwähnt, unter den Rädern b liegen, die lediglich zum Zurückstellen (Nullstellen) aller Sperrscheiben bestimmt sind und auf welche wir nachher zurückkommen werden. Ausserdem erkennt man überall die Sperrklinken k und l, wovon zwar je zwei immer auf derselben Achse c stecken, jedoch in verschiedenen Höhen (die Klinken liegen in parallelen Ebenen über einander), und jede für sich wirksam wird, ohne die andere mitzunehmen oder zu stören. Jede Klinke k wird durch das Ende p einer Feder und jede Klinke l durch das andere Ende r derselben Feder am unabsichtlichen, zufälligen Bewegen verhindert. Vor der Einer-Sperrscheibe ist ein kleiner Cylinder g so aufgesteckt, dass er sich um seine geometrische Achse drehen kann, was durch Anfassen an einen Hebel h bewirkt wird, den man natürlich mit dem Mechanismus, dessen Hub- und Umdrehzahl angegeben und verzeichnet werden soll, derartig in Verbindung zu bringen hat, dass er eine oscillatorische Bewegung annimmt. In paralleler Ebene über h (besonders aus Fig. 70 erkennbar) ist in der cylindrischen Büchse g der primäre Schubzahn f, und zwar so angebracht, dass er von einer auf seine Achse gesteckten Spiralfeder immer nach aussen geschoben wird, bis er endlich die in der Figur gezeichnete (Ruhe-) Lage einnimmt. Hierdurch wird erreicht, dass der Schubzahn f beim Schwingen von links nach rechts (Fig. 69) keinen der Sperrzähne $\alpha\beta\gamma$ passiren kann, ohne das betreffende Sperrrad b um eine Zahntheilung verschoben zu haben; dass er dagegen beim Zurückschwunge, d. h. beim Schwingen von rechts nach links über die schiefen Zahnebenen, wie $\beta\gamma$, wegzugleiten im Stande ist, ohne eine Drehung des Sperrrades zu bewirken, vielmehr der Zahn f nur gezwungen wird, sich etwas in den Cylinder g hineinzuschieben, die Spiralfeder in g zusammenzudrücken etc.

Die Stellung des Einerrades in unserer Abbildung (Fig. 69) ist so gewählt, als wäre bereits ein einziger Hub oder eine Umdrehung erfolgt, wobei sich das Sperrrad b mit dem Zifferblatte a nach der Richtung des beigezeichneten Pfeiles um eine Theilung verschoben, die Sperrklinke k aber auch wieder ihre Ruhelage eingenommen hat. Beim zehnten Hube gelangt der Nullpunkt der Einerscheibe dahin, wo jetzt in der Zeichnung deren Ziffer 1 befindlich ist, und kann der Schubzahn c nicht anders die benachbarte Sperrscheibe, wie die Zehnerscheibe passiren, als dass er diese ebenfalls um den Weg einer Theilung verschiebt, was in unserer Zeichnung (Fig. 69) noch nicht eingetreten ist. Wie ferner die Zehnerscheibe nach einmaliger Umdrehung mit Hülfe des auf

ihr befestigten Schubzahnes die Hunderterscheibe um eine Theilung fortschiebt und ein Gleiches in ähnlicher Weise nach und nach mit allen übrigen Zählscheiben geschieht, bedarf gewiss keiner speciellen Auseinandersetzung, zumal wenn man bei der Seitenansicht (Fig. 70) die Lage der correspondirenden Scheiben und Schubzähne in's Auge fasst.

Hat das Instrument ganz ausgezählt und sollen alle Scheiben wieder auf Null gestellt werden, so überhebt folgende sinnreiche Anordnung das lästige, mit der Hand vorzunehmende Auslösen der Klinken (*kl*) und das gleichzeitige Rückbewegen der Sperrscheiben *b*.

Zur Seite der Sperrscheiben, nahe der Kante der Platte *z*, ist nämlich eine schmale Schiene (ein Lineal) *v* angebracht, das durch Schlitze *w* und durch als Schraubenköpfe angedeutete Stifte eine Art von Parallelführung erhält. In entsprechenden Abständen sind auf dieser Schiene Federn befestigt, wovon die *xx* als Zughaken, dagegen die *yy* als Schiebeklauen auf die betreffenden Sperrräder wirken. Am äussersten Ende aller Sperrräder befindet sich ferner ein Arm *t*, welcher um eine Achse *s* drehbar gemacht ist, während sein freies Ende mit einem Schlitze versehen und damit vermöge eines Stiftes *u* mit der Schiene *v* in einen gehörigen Zusammenhang gebracht ist. Eine Druckfeder *δ* erhält übrigens im Ruhezustande den Arm *t* in der Lage, welche Fig. 69 gezeichnet ist.

Fig. 70.

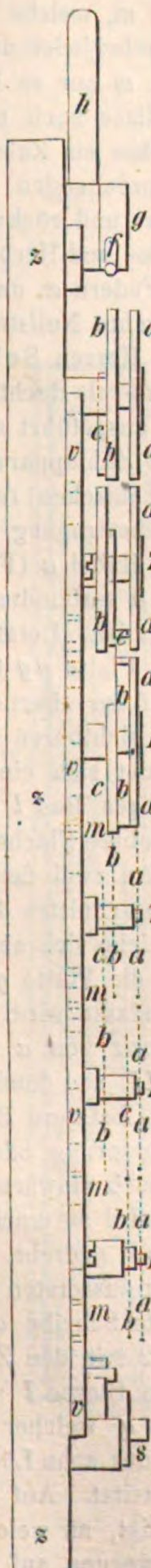
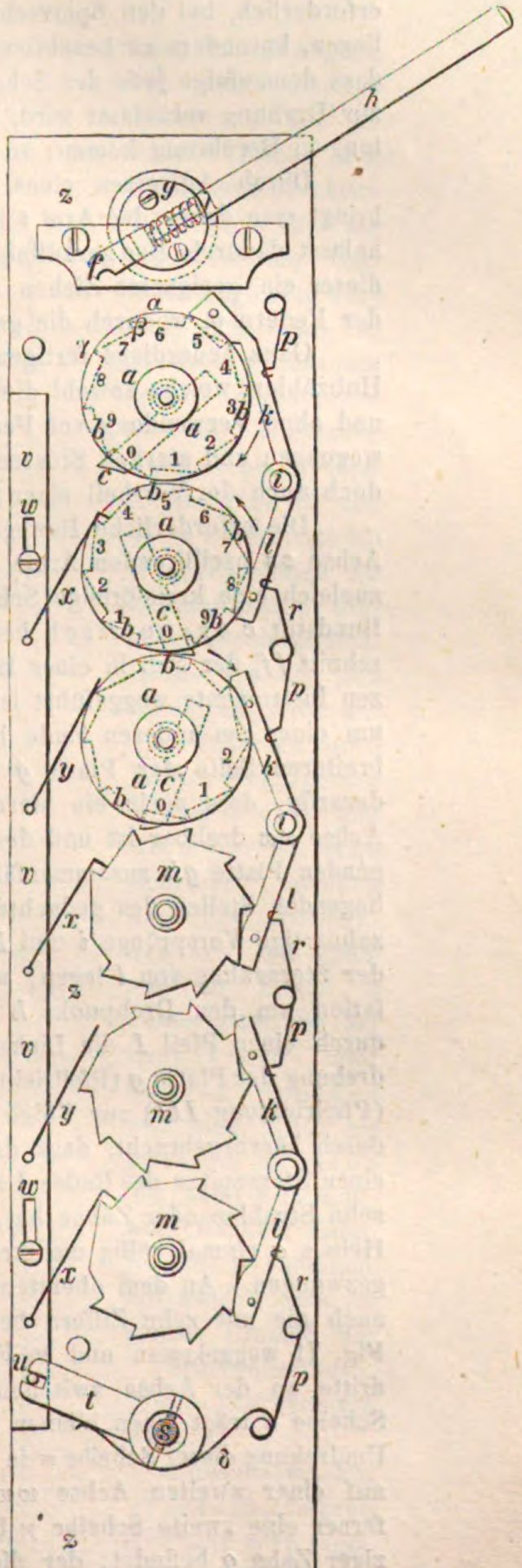


Fig. 69.



Zum Verständniss dieses Nullstellung-Mechanismus ist jetzt nur noch erforderlich, bei den Sperrscheiben *m*, welche unter den Triebsperrscheiben *b* liegen, besonders zu beachten, dass bei jeder derselben ein Sperrzahn fehlt und dass demzufolge jede der Scheiben *m* nur so lange von den Federn *x* und *y* zur Drehung veranlasst wird, als diese noch nicht mit der Sperrscheibenstellung in Berührung kommt, an welcher ein Zahn weggelassen ist.

Durch Aufsetzen eines entsprechenden Drehschlüssels auf die Achse *s* bringt man daher den Arm *t* in vor- und rückwärtsgehende Schwingungen, veranlasst dadurch eine geradlinige Hin- und Herbewegung der Schiene *v* und mit dieser ein geeignetes Ziehen der Federn *x* und ein entsprechendes Schieben der Federn *y*, wodurch die gewünschte Nullstellung bald zu erreichen ist.

Ganz neuerdings fertigen die Herren Schäfer und Buddenberg auch Hubzähler, welche sowohl die Links- als Rechtsdrehungen (gleichzeitig) zählen und ohne Verwendung von Federn ausgeführt sind, was bei sehr schnellen Bewegungen und starken Stössen den Zählapparat viel sicherer macht, wobei jedoch auch der Vortheil einer (mechanischen) raschen Nullstellung ganz wegfällt.

Die erforderliche Bewegungsübertragung erfolgt hier von einem um eine Achse *zz* oscillirenden Arme oder Hebel *a* (Fig. 71 und Fig. 72) aus, womit zugleich eine kreisförmige Scheibe *b* verbunden und auf deren Oberfläche ein Rundstift *c* excentrisch befestigt ist. Letzterer greift in einen ovalen Ausschnitt *ff*, der sich in einer langen Platte *gg* befindet, welche unter dem ganzen Instrumente weggeführt ist, auf der eisernen Gestellplatte *yy* aufliegt und um einen am anderen Ende bei *h* sichtbaren Zapfen oscilliren kann. An der breiteren Seite der Platte *g* befindet sich ein hinlänglich grosser Ausschnitt derartig, dass darin ein sternförmiges Rad *l* Platz findet, welches um eine Achse *xx* drehbar ist und dessen obere Fläche mit der Oberfläche der schwingenden Platte *gh* zusammenfällt. An zwei fast diametral einander gegenüberliegenden Stellen des gedachten Ausschnittes der Platte *g* befinden sich zwei zahnartige Vorsprünge *i* und *k*, welche sich abwechselnd zwischen die Lücken der Sternzähne von *l* legen, wenn die Platte *g* (vom Hebel *a* aus) zur Oscillation um den Drehpunkt *h* veranlasst wird. Beispielsweise ist in Fig. 71 durch einen Pfeil *I* die Linksdrehung von *a* angedeutet, welche die Rechtsdrehung der Platte *g* (Pfeilrichtung *II*) und damit die Linksdrehung des Sternes *l* (Pfeilrichtung *III*) zur Folge hat. Letztere Bewegung wird insbesondere dadurch hervorgebracht, dass der Vorsprung oder die Nase *i* der Platte *g* von einer Sternspitze des Rades *l* aus nach einwärts gleitet. Da die Sternscheibe *l* zehn Strahlen oder Zähne hat, so wird sie auch durch zehn Schwingungen des Hebels *a* einmal völlig um ihre Achse gedreht, d. h. zu einem ganzen Umlaufe gezwungen. An dem obersten oder äussersten Ende der Achse *xx* sitzt daher auch die mit zehn Ziffern bedeckte Scheibe oder das Zifferblatt, welches in Fig. 71 weggelassen und in Fig. 72 mit den Ziffern 1,1 bezeichnet ist. Eine dritte an der Achse zwischen dem Sterne *l* und dem Zifferblatte befestigte Scheibe *α* trägt einen kleinen Zahn *q*, welcher nach Vollendung jeder ganzen Umdrehung dieser Scheibe *α* in eine der zehn Lücken der Scheibe *β* fasst, welche auf einer zweiten Achse *ww* festsitzt. Auf derselben Achse *ww* hat man ferner eine zweite Scheibe *γ* befestigt, an welcher sich wiederum nur ein einziger Zahn *q* befindet, der die Bewegung auf die dritte Achse *vv* erst dann wieder überträgt, wenn die Scheibe *β* einen ganzen Umlauf gemacht hat. Dass

auf die Achse *ww* auch das Zifferblatt 2,2 der Zehnerumdrehungen gesteckt ist, bedarf wohl kaum der Bemerkung.

Fig. 71.

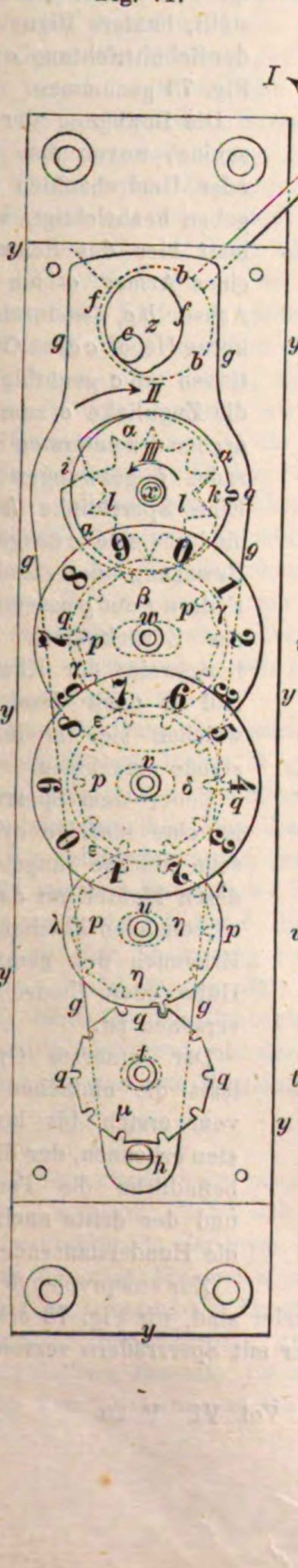
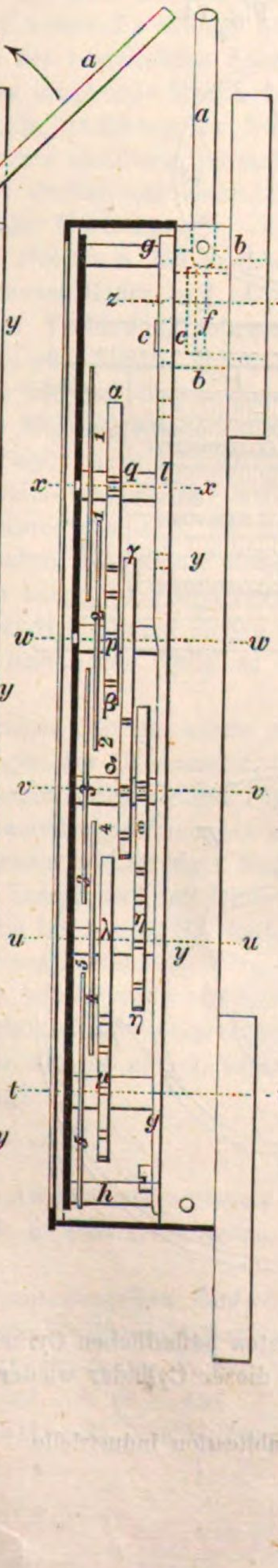


Fig. 72.

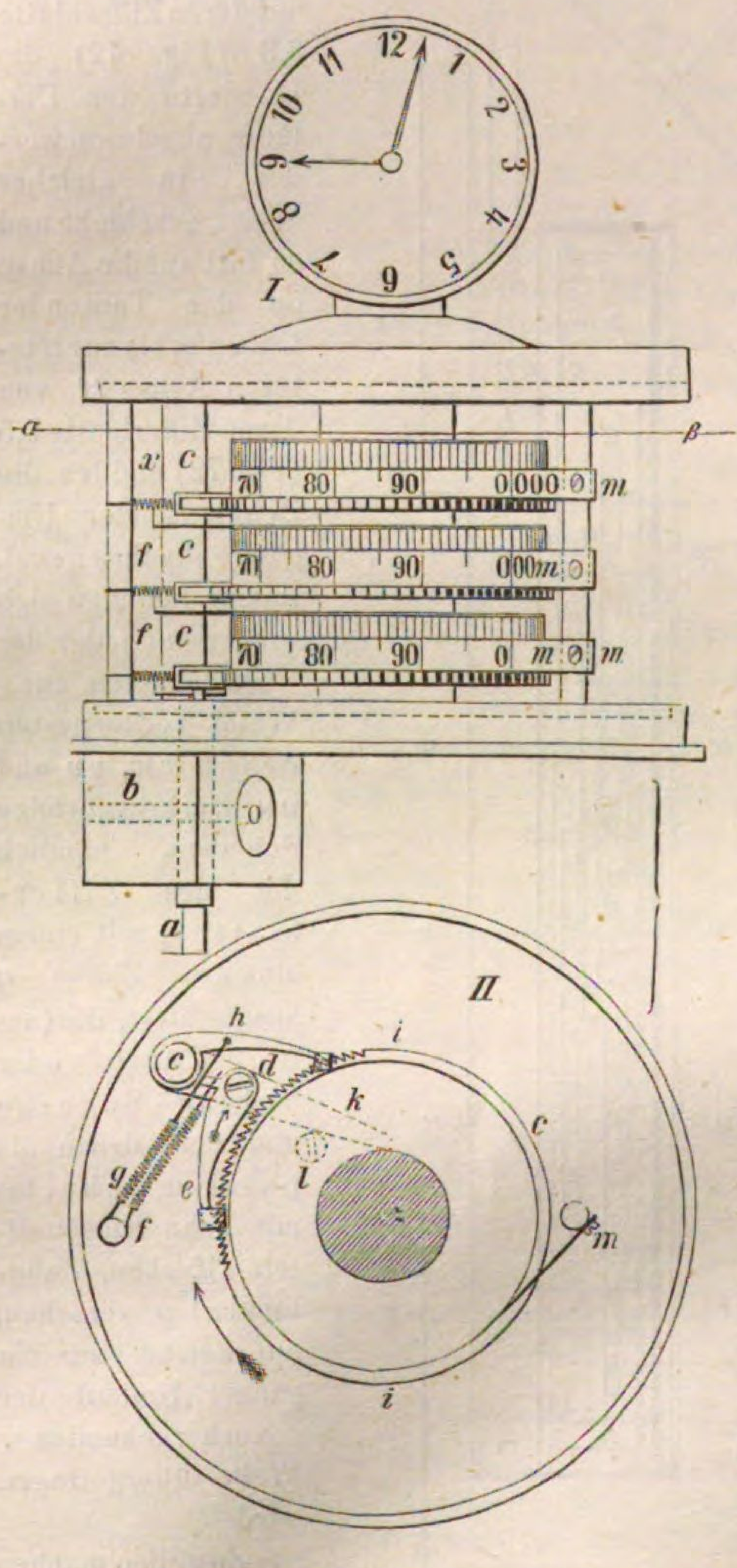


Ebenso leicht verständlich ist es, dass die Uebertragung der Bewegung von der zweiten Achse *ww* auf die dritte Achse *vv*, auf deren Zifferblatte 3,3 (Fig. 72) die Hunderte der Umläufe abgelesen werden, in gleicher Weise geschieht und so fort auf die Achse an der Tausender Umläufe, bis zur letzteren Achse *tt*, von deren Zifferblatte 5,5 (Fig. 72) endlich die Zehntausender Umgänge abzulesen sind. Immer befinden sich wieder auf jeder der bezeichneten zur Welle verkörperten Achsen *ww*, *vv* und *uu*, drei kreisförmige Scheiben, nämlich die des Zifferblattes, mit einem einzigen Zahne *q* ausgestattet, die (active) Treib- oder Schlag-Scheibe und eine dritte als passive Scheibe mit zehn Einschnitten (Kerben, Zahnlücken) *p* versehen, auf welche stets ein ganzer Umlauf der vorhergehenden Welle übergetragen wird.

Zuweilen machen es Constructionsverhältnisse oder räumliche Umstände wünschenswerth, die

Zählscheiben etwas compendiöser wie bei den vorbeschriebenen Instrumenten zusammenzustellen, weshalb die Herren Schäfer und Buddenberg (nach dem Vorgange Evrard's [1]) in Paris) auch die sogenannte cylindrische Anordnung ausführen, welche Fig. 74 im Aufrisse und Fig. 73 im Grundrisse darstellt, letztere Figur nach der Schnittrichtung $\alpha\beta$ von Fig. 73 genommen.

Fig. 73 u. Fig. 74.



Die Bewegung der Maschine, wovon man Hub- oder Umdrehzahlen anzugeben beabsichtigt, veranlasst hier das Schwingen eines Armes *a* um eine Achse *b c*, wodurch der kurze Hebel *c d* zu Oscillationen um *c* genöthigt und die Zugklinke *e* zum Umdrehen des untersten Sperrrades *i* gezwungen wird. Eine Sperrklinke *h* verhindert eine rückgängige Bewegung des Rades *i*. Federn *f* und *g* unterstützen das Zurückführen beziehungsweise der Klinken *e* und *h* nach dem Orte, welchen sie im Ruhezustande einnehmen.

Ueber dem Sperrrade *i* ist eine niedrige cylindrische Büchse angebracht, deren Mantel mit der entsprechenden Theilung zum Erkennen der gemachten Hübe oder Umdrehungen versehen ist.

Der unterste Cylinder lässt die einfachen Hübe vom ersten bis hundertsten erkennen, der darüber befindliche die Tausende und der dritte nach oben die Hunderttausende.

Zur entsprechenden Drehung der über dem untersten befindlichen Cylinder sind, wie Fig. 73 erkennen lässt, die unteren Kanten dieser Cylinder wieder mit Sperrrädern versehen, in

1) Armengaud, Publication industrielle Vol. VI. P. 20.

welche ebenso Zugklauen (*e*) und Sperrhaken (*h*) fassen, wie bei der Grundrissfigur (74). Der kurze Arm *cd* (Fig. 74) aber ist so weit nach innen (zwischen je zwei Cylinderendflächen) bis *k* (Fig. 74 punktirt angegeben) verlängert, dass dies Armende von einer Warze *l* gehörig zur Seite gedrückt werden kann, welche auf dem Deckel des darunter befindlichen Scalencylinders angebracht ist. Durch die Drehung des Armes *kc* erfolgt aber die Bewegung der Zugklaue *e* und durch diese die des betreffenden Sperrrades.

An den Cylindermänteln tangirende Messingstreifen *m*, die ausserhalb gehörig befestigt sind, dienen zur Markirung der Nullpunkte.

Die über dem Zählapparate sichtbare Uhr steht in keinem Zusammenhange mit demselben, sondern dient einfach zur Zeitbestimmung während der Beobachtung betreffender Hübe oder Umdrehungen.

Hinsichtlich der in der Note 3 S. 121 erwähnten Saladin'schen Zählapparate, aus Systemen gezahnter Räder und endloser Schrauben zusammengesetzt und mit Uhrwerken in Verbindung gebracht, sowohl zur Controle der Umläufe gangbarer Zeuge, als zur Angabe der Geschwindigkeit der Spinnmaschinen bestimmt, müssen wir auf die oben citirten Quellen verweisen.

Ganz neuerdings ist die Maschinenmodellsammlung der königl. Polytechn. Schule in Hannover in den Besitz eines Tourenzählers für umlaufende Wellen gelangt, welcher aus Frankreich stammt und mit der (nicht ganz richtigen) Aufschrift „Compteur Vélocimeter" versehen ist, wobei die Bewegungsübertragung direct auf die Umdrehachse sämmtlicher Zählscheiben gemacht wird. Zu letzterem Zwecke bedarf man keiner schwingenden Hebel, Excentriks etc., sondern es genügt die entsprechend gestalteten Enden der Zählscheibenwelle gegen geeignete Vertiefung an den Enden der Welle zu drücken, deren Tourenzahl gemessen werden soll[1]).

Zum Schlusse gegenwärtigen Capitels werde noch ein in England vielfach im Gebrauch befindlicher Wegmesser (Hodometer, Gyrometer) beschrieben und durch die folgenden Abbildungen (Fig. 75 und 76) erläutert[2]), welche einem Exemplare derselben Modellsammlung entnommen sind[3]).

Ein schmiedeeisernes, genau kreisförmiges Rad *a*, dessen Umfang bekannt ist (bei unserem Exemplare 2 Yards) läuft mit seiner Achse zwischen den äussersten Spitzen einer Gabel *b*, die bei *c* zum Handanfassen mit einem Griffe versehen ist. Zur Abmessung eines bestimmten Weges schiebt man das Rad vor sich her, versichert sich, dass kein Gleiten auf dem betreffenden Boden stattfindet, zählt die der Beobachtungszeit entsprechenden Umläufe des Rades *a* und multiplicirt diese mit der Grösse seines Umfanges. Das Product giebt offenbar die gesuchte Weglänge.

1) Eine ausführliche mit Abbildungen begleitete Beschreibung dieses französischen „Compteur" findet sich in Heft I, Jahrgang 1875 der Mittheilungen des Gewerbe-Vereins für Hannover.

2) Derartige Wegmesser mit denselben Zählwerken finden sich schon beschrieben in Leupold's Theatri Machinarum Supplementum. S. 17. Taf. IV. Leipzig 1739, ferner bei Borgnis a. a. O. S. 214. 1820, sowie in Dingler's Polytechnischem Journal. Bd. 25. S. 96. 1827.

3) Von Cottam und Hallen in London bezogen.

Um eine möglichst grosse Zahl von Umläufen ablesen zu können, hat man einen Zählmechanismus angebracht, der schon von Leupold a. a. O. (1739) beschrieben und durch Abbildungen erläutert wurde. Wie Fig. 76 zeigt, besteht derselbe aus einer endlosen Schraube δ, die auf der nach einer Seite hin verlängerten Drehachse des Rades a eingeschnitten ist und gleichzeitig in zwei Schraubenräder α und β greift, die sich um eine gemeinsame Welle η drehen.

Das eine Rad α ist etwas grösser als das andere und trägt 101 Zähne, während das kleinere (äussere) β nur 100 Zähne besitzt, demzufolge also das Rad α um $\frac{1}{101}$ einer Umdrehung bei jeder ganzen Umdrehung des Rades β zurückbleibt. Auf der unbeweglichen Hülse, welche die endlose Schraube δ umschliesst, ist ferner ein Zeiger angebracht, der bei der Bewegung seinen Ort nicht verändert. Ebenso ist das äussere Schraubenrad β mit einem Zeiger versehen, der sich mit diesem Rade zugleich um die Achse η dreht.

Fig. 75.

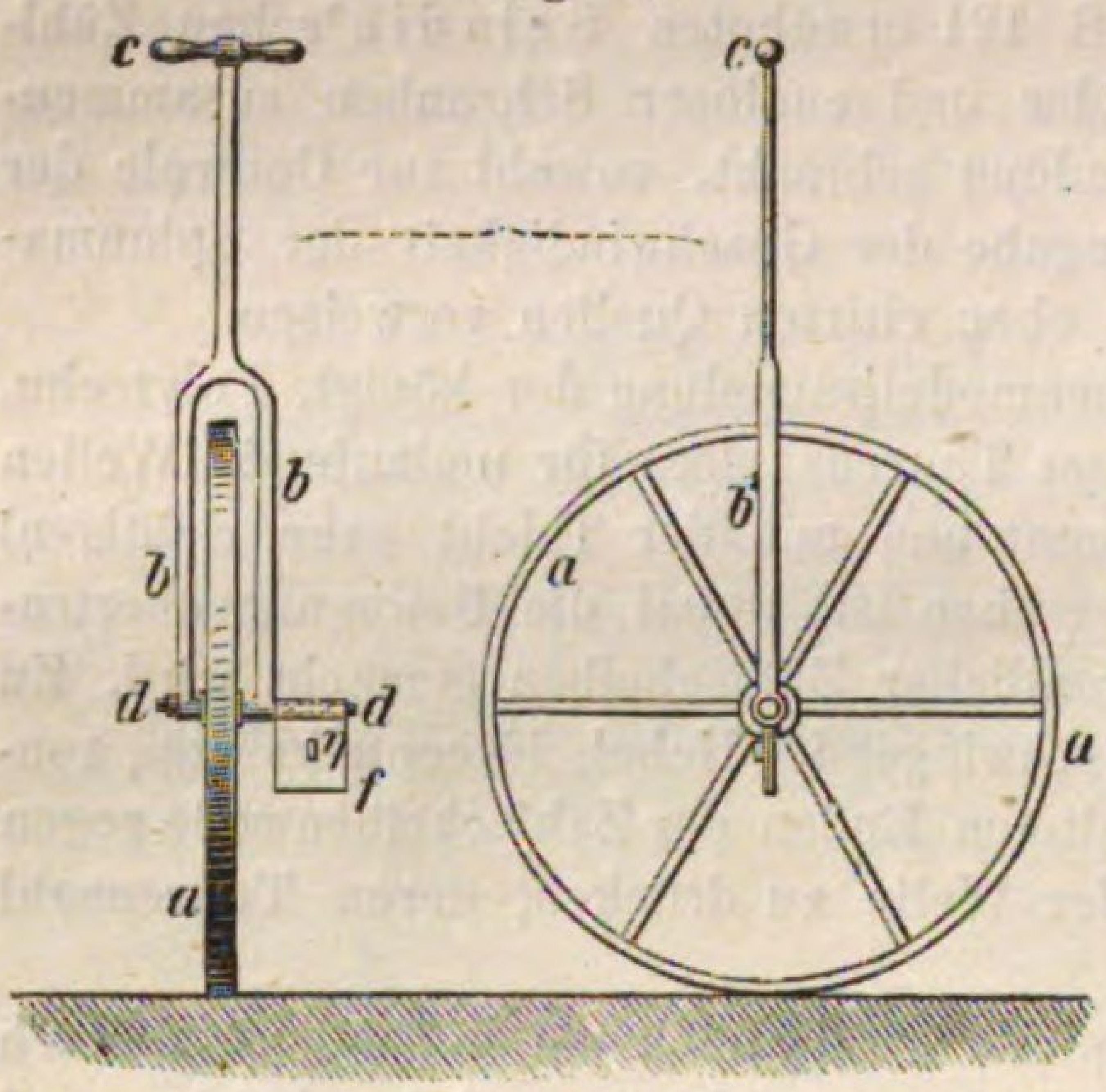
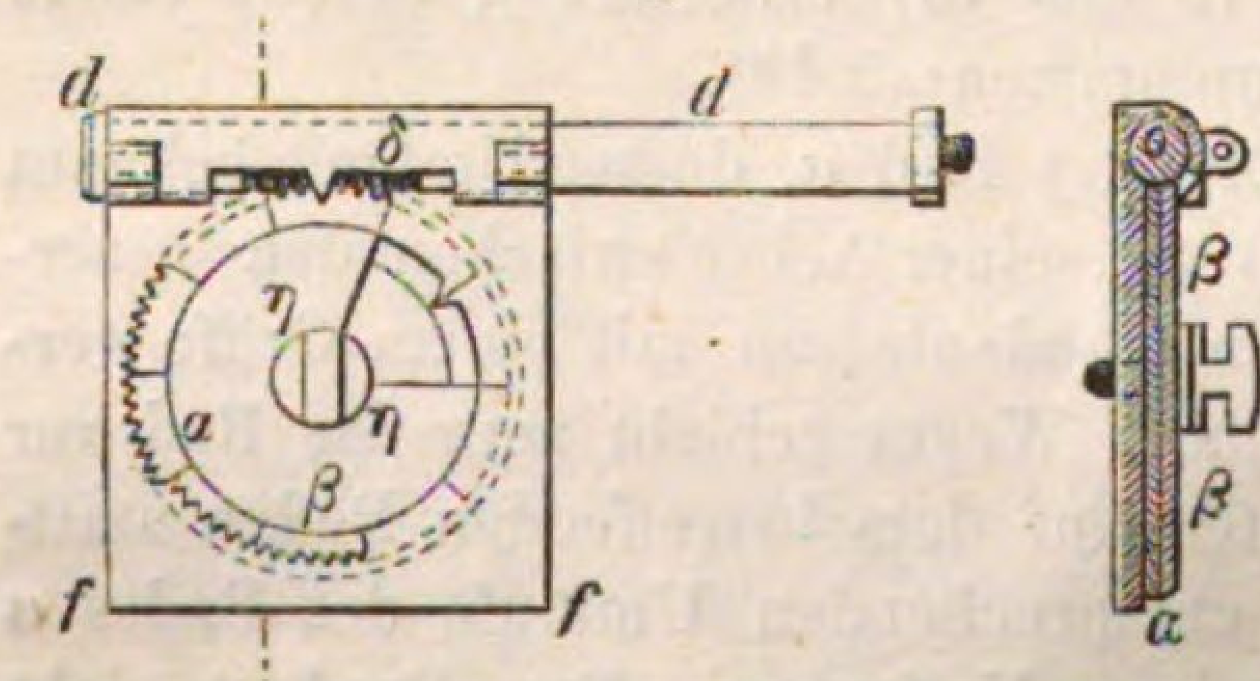


Fig. 76.



Auf den ebenen Flächen beider Schraubenräder sind Theilungen vorhanden, und zwar derart, dass man auf dem äusseren Rade β die Einer bis hundert, auf dem inneren α (vermöge eines sogenannten Ausschnitts in β) dagegen die Hunderter bis zu 10000 abzulesen im Stande ist. Haben daher beim Beginnen des Zählens die Schraubenräder α und β eine solche Stellung gegen einander, dass der Nullpunkt der Theilung auf β mit dem unbeweglichen Zeiger auf der Hülse von d zusammenfällt und der Nullpunkt von α genau unter der Zeigerspitze von β liegt, so erkennt man während der Bewegung stets aus der Anzahl der Theilstriche, um welche das untere Rad α von der Zeigerspitze auf β absteht, die Hunderter etc., und aus derjenigen Ziffer der Theilung auf β, welche sich gerade unter dem unbeweglichen Zeiger der Hülse δ befindet, die Einer der vom Rade a gemachten Umläufe.

Befindet sich dann nach einiger Zeit der Zeiger des Rades β über dem Theilstriche des Rades α, welcher mit 400 bezeichnet ist, und steht unter dem festen Zeiger der Hülse δ der Theilstrich 25 des Rades β, so hat die Schraubenspindel und mit ihr das Rad a offenbar 425 Umläufe gemacht und der zurückgelegte Weg beträgt 425 . 2 = 850 Yards oder 2550 Fuss (engl.), natürlich vorausgesetzt, dass kein Gleiten des Rades α beim Fortrollen auf der Unter-

lage oder Bahn stattgefunden und der Radumfang seine ursprüngliche Form und Grösse nicht verändert hat.

Aus Allem erkennt man leicht, dass dieser ganzen Messmaschine nur ein untergeordneter Werth beigelegt werden kann.

Anmerkung. Einer besonderen Art von Zähl- und Registrirmaschinen hat im Vorstehenden des Raummangels wegen nicht gedacht werden können. Es sind dies die, wodurch man die Anzahl der in einen Wagen (Omnibus) steigenden, oder durch Thüren eintretenden, Brücken etc. passirenden Personen, Wagen, Karren etc. zu controliren im Stande ist.

Im Allgemeinen bestehen diese Anordnungen aus sinnreichen Verbindungen von Hebelwerken mit Zählvorrichtungen der bereits beschriebenen Art, zu deren Studium wir besonders empfehlen: London Journal of arts. Febr. 1844. S. 38. — Polytechnisches Centralblatt. 1845. S. 47. — Dingler's Polytechnisches Journal. Bd. 92. S. 332.

Während sich diese Quellen vorzugsweise auf Omnibus-Registrirapparate beziehen, haben Hutchinson in London und Mesmer zu Graffenstaden (unweit Strassburg) Zählapparate construirt, welche bestimmt sind, die bei Erdarbeiten, in Steinbrüchen, beim Bergbau etc. zum Transporte von Erde, Steinen, Erzen, Kohlen etc. benutzten Wagen und Schubkarren zu zählen und zu notiren. Abbildungen und Beschreibungen hiervon finden sich in: Mechanic's Magazine Vol. 26, Nr. 694, P. 146, sowie in Dingler's Polytechnischem Journal Bd. 65, S. 36, 1837, ferner in Armengaud's Génie industriel, S. 139, März 1854, und daraus in Dingler's Polytechnischem Journal, Bd. 132, S. 403, 1854[1]).

§. 32.

Tachometer[2]).

Mit dem Namen Tachometer (Schnelligkeits-, Geschwindigkeitsmesser) bezeichnet man gewisse mechanische Combinationen, Maschinen oder Instrumente, welche bestimmt sind, die Geschwindigkeit der Bewegung fester oder flüssiger Körper derartig anzugeben, dass man die geringsten Aenderungen möglichst schnell und sicher wahrzunehmen im Stande ist.

Bei sehr vielen Maschinen kommt es nämlich insbesondere darauf an, ihre Construction und Anordnung so zu wählen, dass sich Widerstand und Kraft, ungeachtet der Bewegung, so viel als nur möglich im Gleichgewichte halten, was man den Beharrungszustand der Maschine nennt und wobei die Geschwindigkeit der Bewegung gleichförmig oder periodisch wiederkehrend ist.

1) Maschinen zum Zählen der abgegebenen Stimmen bei Wahlversammlungen (Votirmaschinen), wie sich einige auf der ersten Londoner grossen Industrieausstellung (1851) vorfanden, sind beschrieben im Amtlichen Berichte der deutschen Zollvereins-Commission dieser Ausstellung. Th. 1. S. 811. Berlin 1852.

2) Von tachys (ταχύς), schnell und metron (μέτρον), das Maass.

In den meisten Fällen ist es erforderlich, alle Mittel aufzuwenden, diesen Beharrungszustand bei Maschinen zu schaffen, bei Veränderungen denselben so schnell wie möglich wieder herbeizuführen oder doch über seine unvermeidlichen Variationen genaue Kenntniss zu erlangen, aus welchem letzteren Grunde man sich gewöhnlich auch bestrebt, die Tachometer mit Registrirapparaten auszustatten.

Bei mehreren bis jetzt in Gebrauch gekommenen Tachometern hat man als wirksames Element die Fliehkraft, Centrifugalkraft, benutzt, welche bekanntlich überall auftritt oder hervorgerufen wird, wenn man Körper um feste Achsen in Umdrehung versetzt. Nach der Art der Ausführung dieses Principes lassen sich zwei Gattungen von derartigen Tachometern unterscheiden, nämlich solche, wobei man ausschliesslich feste Körper in Anwendung bringt, und solche, wo man sich dabei auch der flüssigen Körper bedient.

Die Anordnung der ersten Gattung kommt mehr oder weniger auf die bekannten Centrifugalpendel (wie bei Uhren nach Fig. 26, 28, 29, oder wie bei Dampfmaschinen, worauf wir später zurückkommen) hinaus und scheint, wenigstens in Deutschland, der besonders durch seine vortrefflichen Münzpressen bekannnt gewordene Mechaniker Dr. Uhlhorn in Grevenbroich bei Düsseldorf der Erste gewesen zu sein, welcher derartige Tachometer mehrfach für praktische Zwecke (namentlich für Baumwollspinnereien) mit Erfolg ausführte [1]).

In neuerer Zeit hat der Betriebsdirector der Eisenbahn zwischen Montereau und Troyes, Herr Deniel, dies Princip zur Construction eines Tachometers zum Gebrauche bei Locomotiven benutzt, und zwar mit der eigenthümlichen Veränderung, dass an einem Centrifugalpendel Schwerkraft (Gewichte) und Elasticität (Federn) der auftretenden Fliehkraft im entsprechenden Verbande entgegentreten [2]), ausserdem aber ein Registrirapparat mit Zeichenstift, Papierscheibe und Uhrwerk angebracht ist, so dass man mittelst dieses Tachometers über den Gang der Locomotiven einen so vollständigen Rapport erhält, als es nur Jeder wünschen kann, der mit der Ueberwachung und Controle der Beförderung der Züge auf einer Eisenbahn beauftragt ist.

1) Ausführlich beschrieben und durch Abbildungen erläutert hat Uhlhorn selbst seine Tachometer im nachbemerkten, von ihm veröffentlichten Schriftchen: Theoretische und praktische Abhandlung über einen neu erfundenen Tachometer etc. Frankfurt a. M. 1817.

2) Abbildungen und Beschreibungen finden sich in den Annales des Mines, Jahrgang 1852, Pg. 217 und hieraus in Dr. Zeuner's Civilingenieur. Neue Folge. Bd. 1. S. 182. 1854, ferner in der 1844er Ausgabe der Brévets expirées. Vol. 57. P. 99. Pl. 19.

In neuerer Zeit hat man bei den deutschen Eisenbahnen eine ziemliche Anzahl der verschiedenartigsten Tachometer als Controlapparate der Regelmässigkeit gesetzlicher Fahrgeschwindigkeiten in Anwendung gebracht, von denen wir hier nur folgende citiren wollen, hinsichtlich deren Beschreibung wir aber auf die unten verzeichneten Quellen verweisen müssen. Es sind dies hauptsächlich die Controlapparate von Claudius [1]), Exter [2]), Sammann und Weber [3]), die Apparate von Seckel [4]), Guebhard [5]) und Höhmann [6]), endlich der sehr sinnreiche Controlapparat des Obermaschinenmeisters Krämer in München, der in neuester Zeit namentlich mit grossen Hoffnungen auch auf den hannoverschen Eisenbahnen in Anwendung gebracht, jedoch schliesslich ebenfalls wieder ausser Dienst gestellt wurde [7]).

Für gegenwärtige Zwecke wird es genügen, hier die Schlussfolgerung aus den betreffenden Referaten der VI. Versammlung der Techniker deutscher Eisenbahnverwaltungen (vom 14. September 1874 an in Düsseldorf) aufzuführen, Referate, die in Hannover als Manuscript gedruckt wurden und wo die Schlussfolgerung S. 302 wie folgt lautet:

„Die Controlen der Geschwindigkeiten sind noch nicht zu der wünschenswerthen praktischen Brauchbarkeit gediehen, die von der Wichtigkeit derselben für die Sicherheit des Betriebes dringend gefordert wird."

Als Aufgabe dieser Apparate muss bezeichnet werden:

> „Leserlich graphische Darstellung der verschiedenen Geschwindigkeiten in Verbindung mit den gehörigen Zeitangaben und ein Zeigerwerk, auf dem direct die derzeitige Geschwindigkeit vom Locomotivführer- oder Zugführerplatze aus abgelesen werden kann."

Die zweite erwähnte Tachometergattung, wobei man Flüssigkeiten (Quecksilber) benutzt, scheint zuerst von Donkin in England ausgeführt und benutzt worden zu sein [8]). Neuerdings liefert sie in veränderter Construction (unter

1) Heusinger, Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens, Jahrg. 1865 (Bd. 2), S. 173.

2) Ebendaselbst, Jahrg. 1870 (Bd. 7), S. 215.

3) Wiebe, Skizzenbuch für den Ingenieur und Maschinenbauer, Heft XXV.

4) Heusinger, a. a. O., Jahrg. 1872 (Bd. 9), S. 60.

5) Desgl., Jahrg. 1873 (Bd. 10), S. 35 und 121.

6) Desgl., Jahrg. 1874 (Bd. 11), S. 111.

7) Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1871, S. 143 und S. 214.

8) In Olinthus Gregory's „Mathematics for practical men" 2. Aufl. P. 282 findet sich hierüber (nach den „Transactions of the Society of Arts" Vol. XXVI) folgende Notiz: „The tachometer is a very ingenious contrivance, which we owe to Mr. Donkin for the purpose of measuring small variations in velocity. The contrivance is in fact hydrodynamical, but we mention it here, and the simplicity of its principle will render it easy of comprehension. If a cup with any fluid, as mercury, be placed upon a spindle so that the brim of the cup shall revolve horizontally round its centre, then the mercury in the cup will assume a concave form, that is the mercury will rise on the sides of the cup, and be depressed in the middle, and the more rapid the rotation of the cup, the more will the surface of

Mitanwendung elastischer Platten) und recht compendiös angeordnet die Fabrik der Herren Schäfer und Buddenberg in Magdeburg, wovon sich ein brauchbares Exemplar in der Maschinen-Modellsammlung der polytechnischen Schule in Hannover befindet.

Im Allgemeinen muss man jedoch die Ausbildung dieser Tachometer als noch nicht völlig beendet betrachten [1]).

Fig. 77.

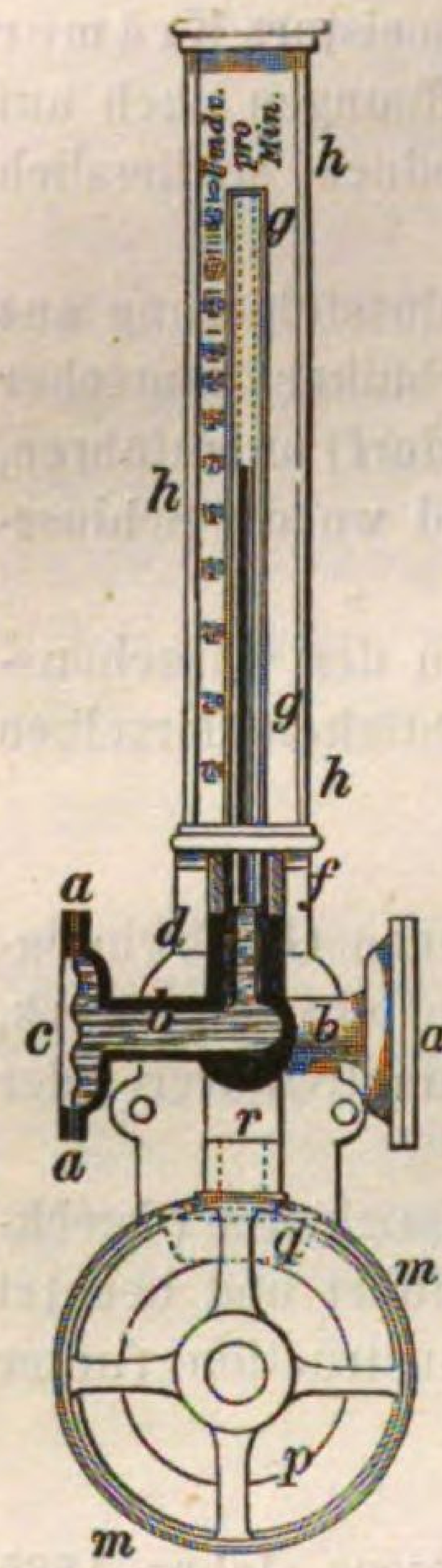
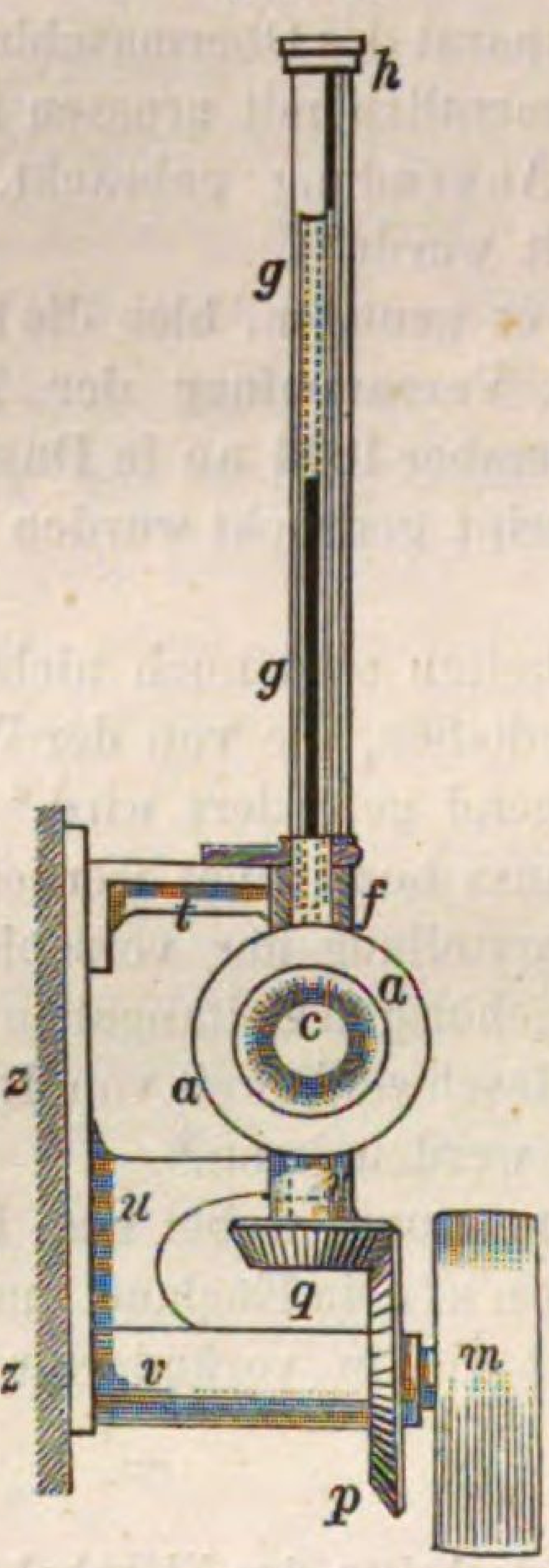


Fig. 78.



Die beiden folgenden Abbildungen Fig. 77 und 78 lassen die betreffende Anordnung erkennen. Das mit Quecksilber gefüllte Gefäss besteht hier aus einem horizontal gerichteten cylindrischen Rohrstücke *bb*, welches nach beiden Enden hin in tellerförmige Schaalen *aa* ausläuft und dort zugleich durch dünne elastische Membranen *cc* (in der Regel eine dünne, gewellte Stahlplatte) geschlossen wird. Nach oben hin setzt sich *b* als kurzes Rohrstück von geringerer Weite fort, und steht mit einer beweglichen Glasröhre *g* so in Verbindung, dass das Innere von *b* mit letzterer Röhre communiciren kann. Nach unten hin bildet die Fortsetzung der Röhre *b* einen massiven Zapfen *r*, der an seinem freien Ende ein Kegelrad *q* trägt, dessen Zähne in die eines zweiten solchen Rades *p* fassen. Letzteres Rad erhält seine Umdrehungen durch einen über die Scheibe *m* gelegten Riemen, der mit jener Maschinenwelle in Verbindung gebracht wird, deren Umlaufsgeschwindigkeit controlirt werden soll.

the mercury be depressed in the middle and rise at the sides; the figures being those of hollow paraboloids. Now if the mouth of this cup be closed and a tube inserted into it terminated in the cup by a ball-shaped end, and have filled with some couloured liquid, then it is evident that the more the surface of the mercury is depressed the more the fluid in tube will fall and vice versa.“

„Consequently, the velocity of rotation of the cup and of the spindle to which it is attached, will be indicated by the height of the liquid in the tube; and indeed absolutely measured by it when the apparatus has been subjected to the adequate preparatory experiments.“

1) Erwähnt werden kann hier noch Tregaski's Instrument zur Bestimmung der Geschwindigkeit, welche der Kolben einer Dampfmaschine in irgend einem Punkte seiner Bahn hat. Man sehe deshalb: „Polytechn. Centralblatt“. Jahrg. 1844. S. 533. Taf. XII.

Aus dieser Beschreibung erhellt die Wirksamkeit des Instrumentes fast von selbst. Zufolge der von *m* übertragenen Bewegung rotirt die Röhre *ab* nebst der Glasröre *gg* um eine verticale Achse, wodurch im Quecksilber ein radial nach auswärts gerichteter Druck (die Flieh- oder Centrifugalkraft) hervorgerufen wird, welcher sich bestrebt, die Membrane *c* auszudehnen (auszubauchen, nach aussen hin convex zu machen). Je grösser aber die Umlaufszahl des Gefässes *b* wird, um so mehr wächst auch der gedachte Druck und um so bedeutender sinkt das in der Röhre *g* befindliche Quecksilber nach *b* herab, folgeweise auch die Quecksilbersäule in *g* um so niedriger wird, je schneller die Riemenscheibe *m* umläuft. Auf einer neben dem Rohre *g* auf der Gestellplatte *h* befestigten Scala lassen sich die Umläufe ablesen, welche die zu controlirende Welle pro Minute verrichtet. Die sonst vorhandenen Buchstaben *u*, *v*, *x* und *z* markiren entsprechende Lagerungs- und Gestelltheile.

In England figuriren ähnliche Instrumente unter dem Namen „Wier's Patent Hydro-Gyrometer or Revolution-Indicator (Engineering vom 22. Janauar 1875 „Ankündigungen" XXI).

Eine für die Anwendung wichtige Gattung von Tachometern bilden die zum Messen der Geschwindigkeit bewegten Wassers und bewegter atmosphärischen Luft (des Windes), wobei man diesen Instrumenten beziehungsweise die Namen Hydrometer[1]) und Anemometer[2]) giebt.

Hinsichtlich geschichtlicher Nachrichten über Hydrometer verweist der Verfasser auf seine Hydromechanik[3]), macht ferner noch auf die untenstehenden literarischen Nachweisungen aufmerksam[4]) und wendet sich dann sogleich zu denjenigen neuesten Verbesserungen des bereits 1790 von Woltmann in Hamburg angegebenen hydrometischen Flügels, welche Amsler-Laffon in Schaffhausen angebracht hat[5]).

Die betreffende Hauptveränderung besteht darin, dass man nicht nöthig hat, das Instrument bei jeder einzelnen Beobachtung aus dem Wasser zu heben, um die Flügelumdrehungen für eine bestimmte Zeit abzulesen, sondern den Flügel fortwährend im Wasser lässt und durch Verbindung desselben mit einem Elektrometer nur die Zeit beobachtet, während welcher der Flügel hundert Umläufe macht.

Fig. 79 lässt das Wesentlichste der hierzu erforderlichen Anordnung mit Hinweglassung des Elektromagneten und der elektrischen Batterie erkennen.

1) Von hydōr (ὕδωρ) das Wasser.

2) Von anemos (ἄνεμος) der Wind.

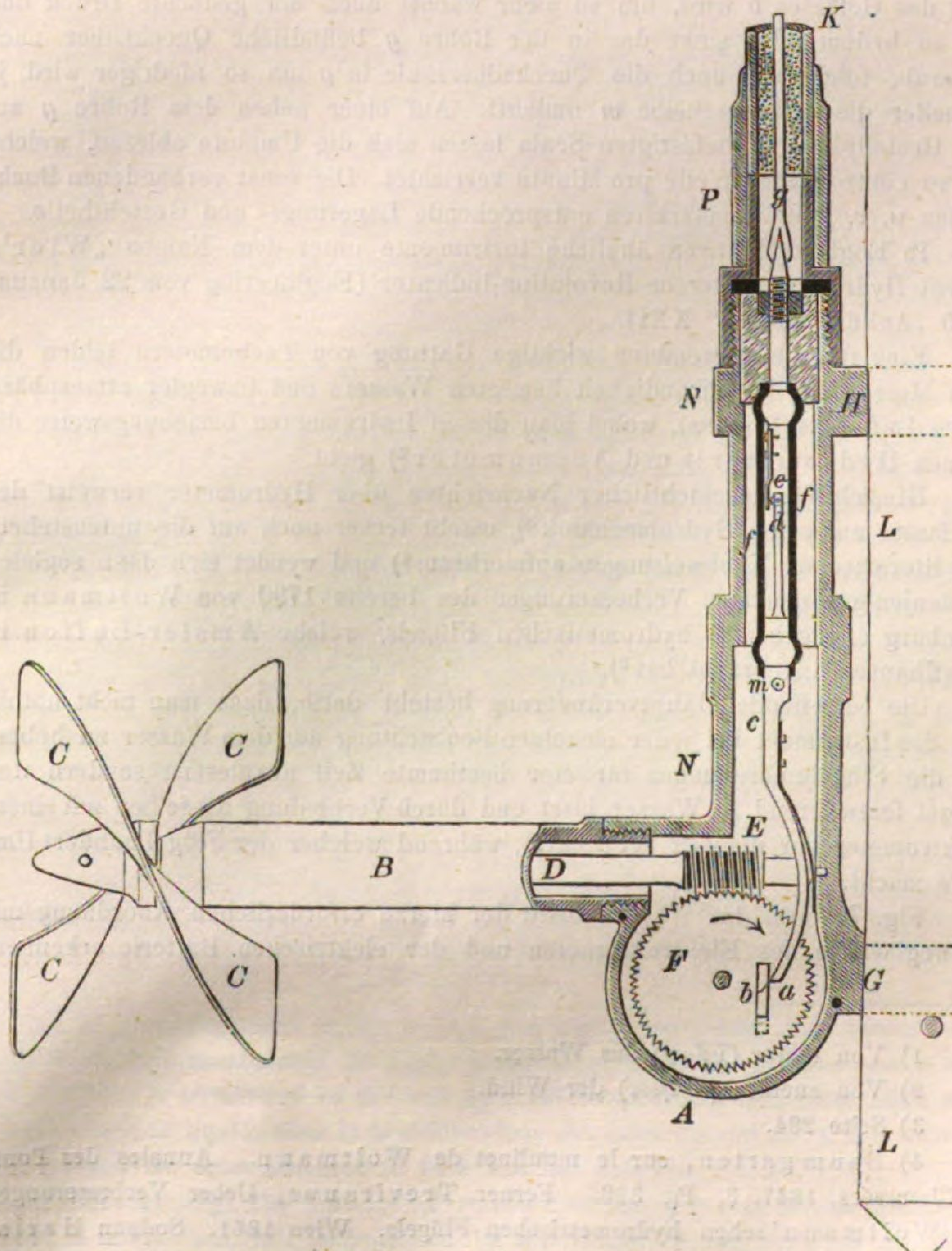
3) Seite 284.

4) Baumgarten, sur le moulinet de Woltmann. Annales des Ponts et Chaussées, 1847, 3, Pg. 326. Ferner Treviranus, Ueber Verbesserungen des Woltmann'schen hydrometrischen Flügels. Wien 1861. Sodann Harlacher in den technischen Blättern des deutschen polytechnischen Vereins in Böhmen. Jahrgang 1870, S. 91. (Ueber Amsler-Laffon's verbesserten Woltmann'schen Flügel, ohne elektrischen Zählapparat.)

5) Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrgang 1873, S. 11 unter der Ueberschrift: „Ueber Amsler-Laffon's Woltmann'schen Flügel mit elektromagnetischem Zählapparat.

Die Welle *D* des vierarmigen Flügels *CC* etc. mit doppelt gekrümmten Flächen ist in einer cylindrischen Büchse *B* dem Wasser unzugänglich gelagert, welche man mit dem festen Gehäuse *AGHKPN* entsprechend verschroben hat. Eine endlose Schraube *E* fasst in die Zähne eines Rades *F*, womit stets hundert Umdrehungen des Flügels gezählt werden können. Zu letzterem Zwecke

Fig. 79.



befindet sich auf der Ebene des Rades *F* eine Nase *b*, welche nach jeder ganzen Umdrehung von *F* gegen das untere Ende eines Hebels *acmd* trifft, dessen fester Drehpunkt in *m* befindlich ist. Durch die Berührung von *d* mit einem Metallplättchen *e* an der Röhre *f* wird aber ein elektrischer Strom geschlossen, der auf einen Elektrometer wirkt, welcher sich zugleich mit der betreffenden

Batterie in einer tragbaren Büchse befindet, welche der Beobachter an beliebiger Stelle placiren oder bei sich tragen kann. Der Buchstabe g bezeichnet den durch Kolophonium isolirten Draht der einen Stromleitung, während man zur Leitung des zweiten Stromes direct das eiserne Rohr $AGNP$ benutzt hat. Nach jedem Schlusse des elektrischen Stromes (also nach je 100 Flügelumläufen) wird vom Elektromagneten ein um eine horizontale Achse drehbarer Anker angezogen, der dann mit einem schwarzen Punkte (Kreise) auf seiner Oberfläche, vor eine in der Decke der tragbaren Batteriebüchse angebrachten Oeffnung tritt und damit stets je 100 vollendete Umläufe markirt. Der Beobachter hat nur auf diesen Akt zu achten und die verflossene Zeit zu notiren[1]).

Zur Berechnung der secundlichen Geschwindigkeit $= v$ des Wassers aus den beobachteten Umdrehzahlen $= n$ in der Zeit kann man sich der Formel:

$$(1) \quad v = (\alpha + \beta u)^{2})$$

bedienen, wobei $u = \frac{n}{t}$ ist und α wie β Coefficienten sind, welche durch Versuche ermittelt werden müssen.

Das erste Glied α dieser Formel bezeichnet diejenige Geschwindigkeit, welche bei einem bestimmten Instrumente erforderlich ist, um die vorhandene Reibung zu überwinden. Für die meisten Fälle reicht jedoch der Annäherungsausdruck

$$(2) \quad v = \beta u.$$

schon deshalb hin, weil sich β allein viel sicherer und leichter bestimmen lässt[3]).

Bei dem Amsler'schen Flügel wurde für Metermaass ermittelt[4]):

$$u = \frac{100}{t},\ \beta = 0{,}2421 + 0{,}00026\,.\,t,\ v = \frac{24{,}21}{t} + 0{,}026.$$

Hiernach ist β von der Zeit t abhängig, also auch für denselben Flügel nicht constant. Was ferner die geschichtliche Entwickelung der Anemometer anlangt, insbesondere das Instrument von Bougner, die Windmaschine von Leupold, die Windfahne von Valz, das Anemobarometer von Lind und dessen Verbesserung von Robinson, sowie die radförmigen Anemometer bis zu Woltmann — so ist besonders auf den Artikel „Anemometer" in

1) Ueber verbesserte Woltmann'sche Flügel der Wiener Weltausstellung von 1873 berichtet in Heft LX, S. 73, Dr. Tinter. Der Berichterstatter beschreibt besonders (unter Beifügung von Abbildungen) den von Starke in Wien construirten, sowie den Amsler'schen Flügel. In Bezug auf letzteren wird angegeben, dass Amsler die Stange L (Fig. 79) deshalb viereckig gestaltet, das Instrument also nicht um eine Hülse bei G drehbar gemacht hat, weil er es nur für richtig hält, wenn die Flügelachse senkrecht zu dem zu untersuchenden Profile, also parallel zur Flussachse und nicht in die Richtung der grössten Strömung gestellt wird.

2) Die theoretische Ableitung dieser Formel aus den Gesetzen des Stosses unbegrenzten Wassers gegen feste ausweichende Flächen findet sich u. A. auch in meiner Hydromechanik. S. 458.

3) Ueber verschiedene andere Formeln und Bestimmung der Coefficienten derselben handelt ein von mir geschriebener Artikel in den Verhandlungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrgang 1874, S. 135.

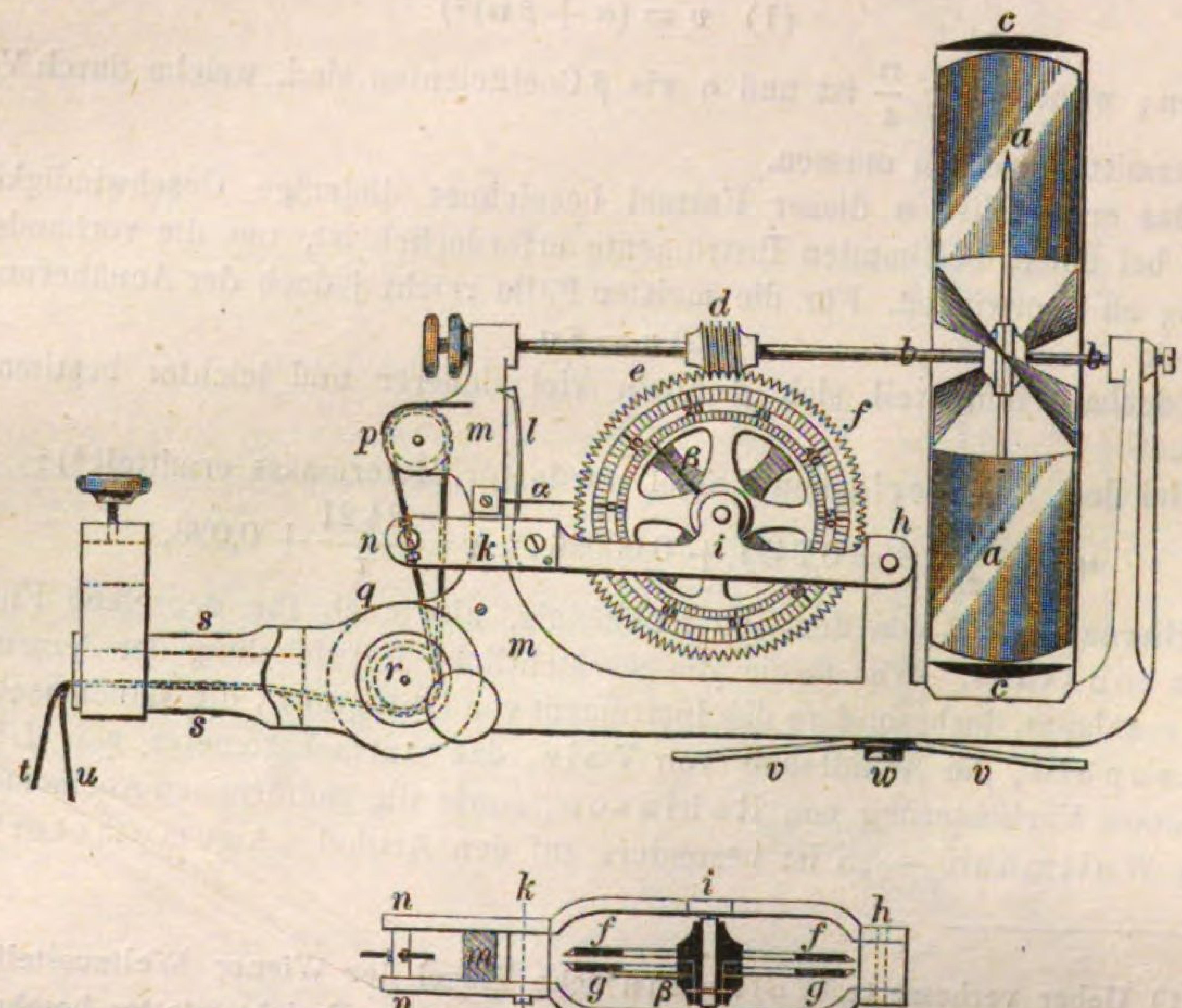
4) Ebendaselbst S. 138.

Hülsse's Maschinen-Encylopädie zu verweisen. Neuere Angaben finden sich in Radau's Mittheilungen über die physikalischen, mathematischen und astronomischen Instrumente und Apparate der Pariser Ausstellung von 1867 in der unten notirten Quelle [1]).

Zu praktischer Verwendung empfehlenswerth sind zur Zeit nur die Anemometer nach Robinson und Woltmann, erstere mit dem horizontalen Rade auf verticaler Achse und den vier Hohlkugeln (man sehe Fig. 53) und letztere mit dem verticalen Windrade an horizontaler Achse, wie die folgende Abbildung (Fig. 80) erkennen lässt.

Der Robinson'sche Flügel wird besonders auf den Sternwarten angewandt, unter Andern in Bern [2]), Leipzig [3]), Modena [4]), Pavia [5]) etc., während

Fig. 80 und 81.



der Woltmann'sche Flügel insbesondere für technische Zwecke bei Windmühlen, Gebläsen und Ventilationen für Gruben und Gebäude benutzt wird.

Die bereits erwähnte Fig. 80 zeigt einen von Clair in Paris für das Hannoversche Polytechnikum verfertigten ganz vorzüglichen Anemometer mit

1) Carl, Repertorium für physikalische Technik. Bd. 3 (1867), S. 334 ff.

2) Dr. Wild in Carl's Repertorium f. physik. Technik. Bd. 2, S. 182.

3) Dr. Bruhns, Resultate aus den meteorologischen Beobachtungen im Königreiche Sachsen, achter Jahrgang, 1874, unter der Ueberschrift: „Beobachtungen und Aufzeichnungen an einem Anemometer nach Robinson."

4) Carl, a. a. O. Bd. 5 (1869), S. 304.

5) Ebendaselbst, S. 298.

6 doppelt gekrümmten Flügeln *aa* aus Aluminiummetall und mit einem Atmosphärenringe *cc* nach Treviranus. Wie bei den (älteren) Woltmann'schen Flügeln [1]), so ist auch hier die Flügelwelle *b* mit einer Schraube *d* versehen, welche gleichzeitig in zwei von einander getrennte Zahnräder *f* und *g* (Fig. 81) greift. Letztere sind bei *i* in einem einarmigen Hebel (Doppelbügel) *kih* gelagert, dessen Drehachse *hh* ist. An dem freien Ende *n* des Bügels sind zwei Schnüre *p* und *q* befestigt, die über zwei getrennte Rollen *r* geleitet und in einer passenden Hülse so nach aussen geführt sind, dass durch das Ziehen an dem einen Ende *t* das Erheben des Bügels *kih*, durch Ziehen an dem andern Schnurende *u* das Senken des Bügels, überhaupt der Eingriff der Zählräder in die Schraube *d* oder das Lösen der Radzähne aus letzterer bewirkt werden kann.

Das hintere Rad *f* (Fig. 80) hat einen Zahn mehr wie das vordere, wodurch man den bereits Seite 128, Fig. 76 hervorgehobenen Vortheil erreicht, dass der Peripheriezeiger *a* die Einer der Umdrehungen des Flügels *ab*, der andere mit dem Rade *f* zusammenhängende Zeiger aber die Hunderte der Flügelumlaufszahlen angiebt. Der unterste um seine Mitte *w* drehbare Bügel *vv* ist dazu bestimmt, beim Aufstellen des Instrumentes auf eine ebene feste Fläche, das seitliche Umschlagen desselben zu verhindern, indem man dann nur nöthig hat, *vv* so zu drehen, dass seine Länge die rechtwinklige Lage zur Längenrichtung des Instrumentes erhält. Durch äusserst sorgfältige Beobachtungen und Rechnungen [2]) wurde für dies Clair'sche Anemometer folgende Formel ermittelt, womit für bewegte Luft (Wind) die in Metern ausgedrückte secundliche Geschwindigkeit $= v$ bestimmt werden kann, sobald man die Anzahl der Umdrehungen $= u$ des Flügels ermittelte, welche derselbe pro Secunde verrichtete. Dieselbe ist:

$$v = 0{,}056 + 0{,}160 \,.\, u.$$

Für einen ebenfalls dem Hannoverschen Polytechnikum gehörigen ähnlichen Anemometer von Neumann in Paris bezogen, der jedoch nur schräg gestellte ebene (nicht doppelt gekrümmte) Flügel hat, wurde erhalten:

$$v = 0{,}120 + 0{,}180 \,.\, u.$$

Ueber einen vom General Morin in Paris angebenen Anemometer (nach Woltmann) mit elektromagnetischem Zählwerke handelt ein den Annales du Conservatoire des arts et métiers von 1865 (P. 341) entlehnter Artikel in dem Dingler'schen Polytechn. Journale Bd. 177 (1865), S. 200.

Recht praktisch bequeme und zuverlässige Anemometer liefert seit einiger Zeit (nach Angabe eines gewissen Lowne) der Mechaniker W. F. Stanley

1) Rühlmann, Hydromechanik. S. 278.

2) Das Instrument wurde auf dem äussersten Ende eines um eine Verticalachse drehbaren horizontal gerichteten Armes (Balkens) von 2,466 Meter Radius befestigt, der gedachte Arm und mit ihm der Flügel in gleichförmige Umdrehungen versetzt und die Zahl der letzteren mit Hülfe eines elektromagnetischen Apparates ermittelt. Ueber die Anordnung des letzteren (durch Herrn Professor v. Quintus), sowie über das Specielle der Versuche und Ermittlung der Coefficienten α und β der bereits vorher erörterten Formel $v = \alpha + \beta u$ mit Hülfe der Methode der kleinsten Quadrate, findet man Ausführliches in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrgang 1862, S. 264 etc.

in London (Great Turnstile, Holborn), zu dessen Verständnisse der neben skizzirte Holzschnitt (Fig. 82) ausreichen wird.

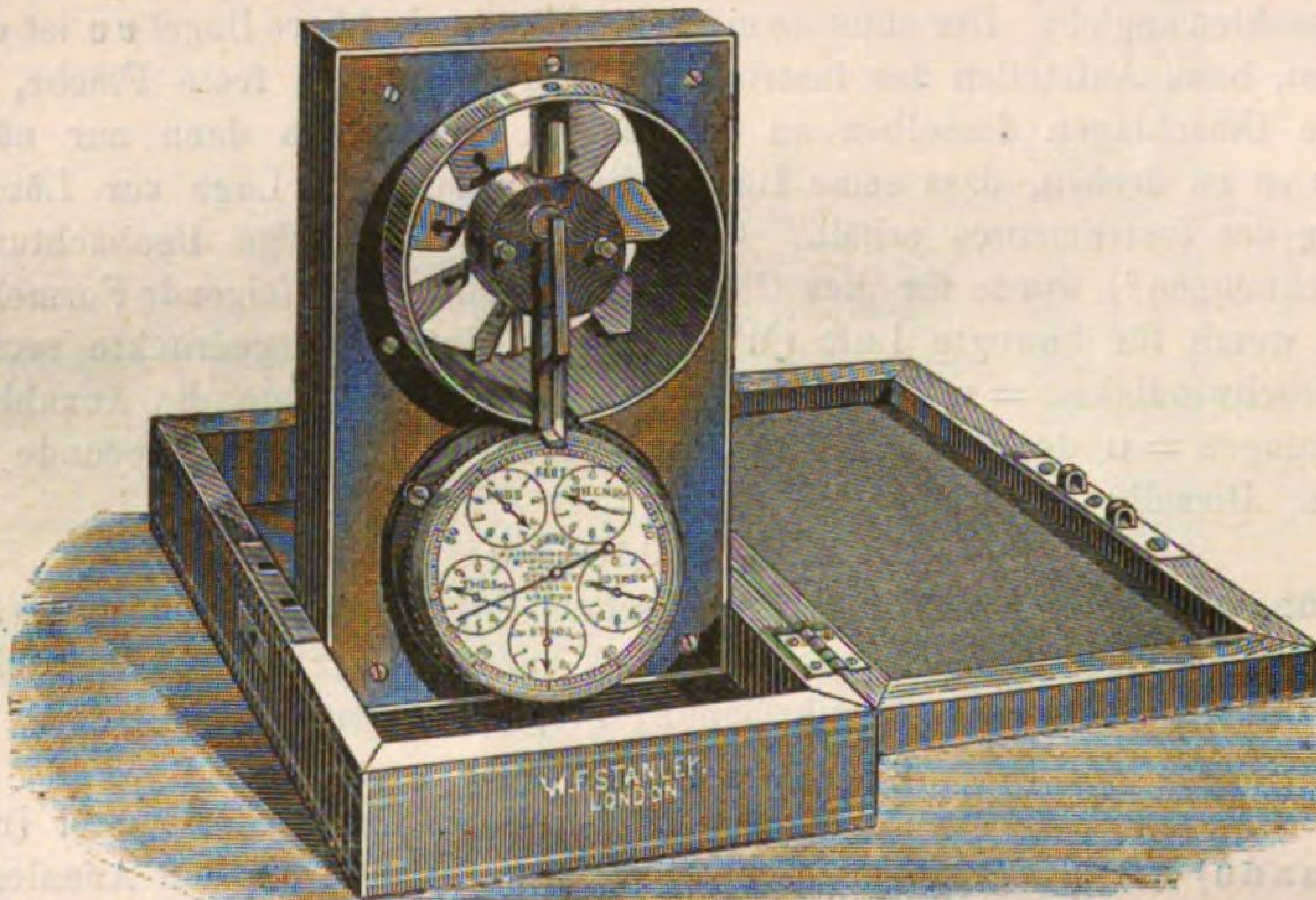
Dies Instrument lässt sich zugleich bequem zum Gebrauche in dem Kästchen aufstellen, in welchem es aufbewahrt wird.

Die Umdrehungsbewegung des zarten Flügelrädchens um seine horizontal-liegende Achse wird durch eine auf letzterer befestigten endlosen Schraube auf das betreffende Zählwerk übergetragen, was bis zu einer Million Umläufe markirt.

Für Fälle, wo das Instrument in Räumen placirt werden muss, die mit Staub, Rauch oder Dampf angefüllt sind, bringt Stanley eine eigenthümliche magnetische Transmission in Anwendung, welche wasser- und staubdicht gehalten werden kann.

Um aus den beobachteten Flügelumdrehungen durch einfache Rechnung die correspondirende Windgeschwindigkeit ermitteln zu können, fügt Stanley

Fig. 82.



jeden der aus seinem Etablissement hervorgehenden Instrumente verhältnissmässig einfache Correctionstabellen bei. Das der königl. Polytechn. Schule in Hannover gehörige Instrument trägt die Nr. 116.

Ueber früher beziehungsweise in Frankreich und England sehr beliebte Anemometer von Combes[1]) und Biram, handelt ein Aufsatz des Verfassers in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins[2]), sowie auch über Biram's Instrument und damit angestellte Versuche ausführlich in der unten notirten englischen Quelle berichtet wird[3]). Der Verfasser benutzt die Gele-

1) Annales des Mines, 1838, T. XIII, Pg. 103 und hieraus in der Maschinen-Encyklopädie von Hülsse Artikel „Anemometer" S. 238.

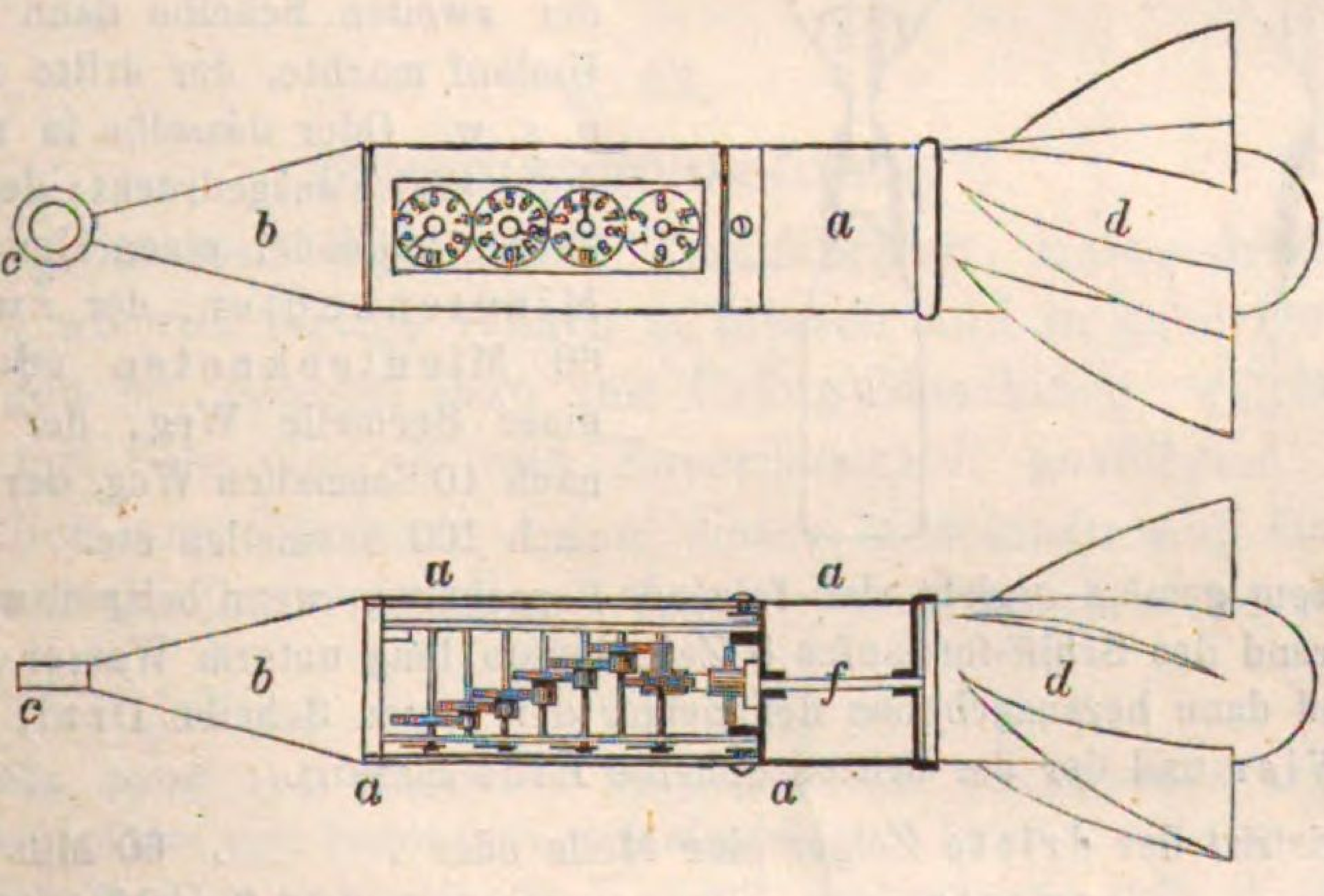
2) Jahrgang 1861, S. 29.

3) Spons' Dictionary of Engineering. Edited by O. Byrne, Division I, London 1869, Pg. 74 unter der Ueberschrift: „Revolving Anemoters."

genheit, in Bezug auf den Biram'schen Anemometer zu tadeln, dass er viel zu viel Flügel (gewöhnlich zwölf) hat, dagegen zu loben, dass die Flächen der letzteren (wie bei Clair) doppelt gekrümmt (windschief) sind, was die Empfindlichkeit des Windrades bedeutend erhöht.

Es dürfte jetzt noch eines der wichtigsten Tachometer, nämlich desjenigen zu gedenken sein, womit die Seeschiffer die Fortlaufsgeschwindigkeit der Schiffe zu bestimmen pflegen und welches man gewöhnlich Log[1]) nennt. Das gemeine Log, aus Logbrettchen[2]), Logleine und Logrolle bestehend, hier als bekannt voraussetzend[3]), betrachten wir nur das sogenannte Patent-Log von Walker (in Birmingham, 58 Oxford-Street), wovon untenstehende Skizzen (Fig. 83 und 84) Abbildungen sind. Die Theile *a*, *b* und *c* des Instrumentes sind unbeweglich, wogegen *d* eine 6flüglige Schiffsschraube ist, welche durch den Widerstand des Wassers beim Fortlaufe des Instrumentes (mit dem Schiffe) in Umdrehung gesetzt wird. Die Drehachse des Flügelkörpers *d* setzt sich in das Innere des hohlen Cylinders *a* als eine geeignete Welle *f* fort, von welcher aus ein Zahngetriebe die Bewegung auf weitere Zahnräder überträgt und überhaupt ein Zählwerk der bereits vorher beschriebenen Art gebildet wird.

Fig. 83 und 84.



Beim Gebrauche wird dies Instrument horizontal gerichtet in einen geeigneten Rahmen placirt und dieser an einem Seile befestigt, am Hintertheile des betreffenden Schiffes ins Wasser gelassen, die Zeit der Versuchsdauer notirt, das Instrument wieder aus dem Wasser gehoben, die Angaben der Zeiger auf den verschiede-

1) Log, in der englischen Sprache ein Holzscheit, Holzblock, vom angelsächsischen Worte leigan, legen.

2) Gewöhnlich ist das Logbrett (der Schwimmer) eine hölzerne Platte (Brettstück), welcher man die Form eines Kreisquadranten (von 15 bis 16 Centimeter Radius und von 12 bis 13 Millimeter Dicke) gegeben hat, an deren Bogenrande ein Bleistreifen befestigt ist, damit dasselbe, ins Wasser geworfen, in aufrechter Lage (die Spitze nach oben gekehrt) schwimmt.

3) Abgebildet und ausführlich beschrieben in meiner Hydromechanik, S. 286.

nen Zifferblättern notirt und hieraus die Fortlaufsgeschwindigkeit des Schiffes in Knoten, oder was dasselbe ist, in Seemeilen pro Stunde berechnet.

Um letztere Rechnung nach den Zeigerangaben ausführen zu können, ist Folgendes zu berichten.

Walker nimmt vor Allem die Länge einer Seemeile zu 6120 engl. Fuss an[1]) und nennt den 60. Theil hiervon (weil eine Stunde 60 Minuten hat), d. i. 102 Fuss, einen Minutenknoten.

Fig. 85.

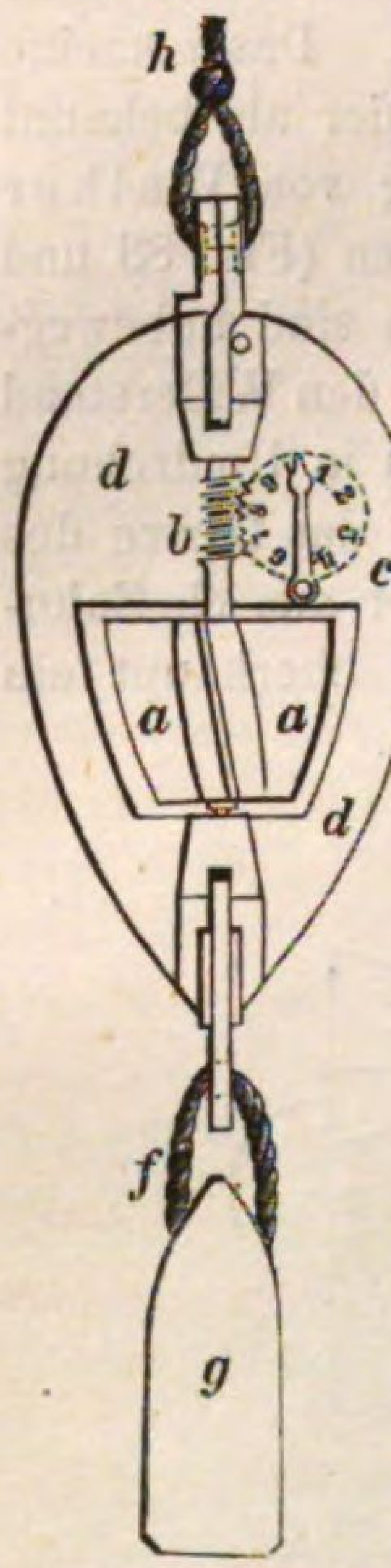
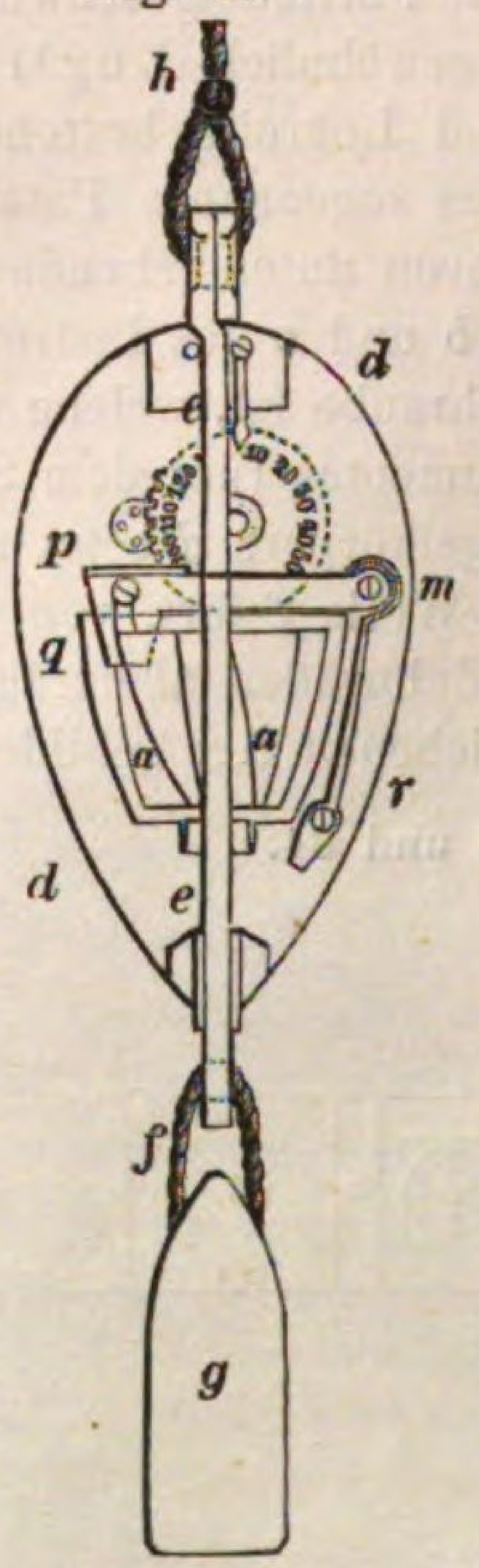


Fig. 86.



Die Neigungswinkel der Flügel und das gedachte Zählwerk etc. sind einander so angepasst, dass nach dem Durchlaufen von $\frac{1}{10}$ einer Seemeile im Wasser oder (nach der Walker'schen Nomenclatur) nach 6 Minutenknoten der Zeiger der ersten Scheibe oder des ersten Zifferblattes einen ganzen Umlauf verrichtet hat. Dass ferner der Zeiger der zweiten Scheibe dann nur $\frac{1}{10}$ Umlauf machte, der dritte nur $\frac{1}{100}$ u. s. w. Oder dasselbe in noch anderer Weise ausgedrückt: der erste Zeiger vollendet einen Umlauf in 6 Minutenknoten, der zweite in 60 Minutenknoten oder nach einer Seemeile Weg, der dritte nach 10 Seemeilen Weg, der vierte nach 100 Seemeilen etc.

Diesem gemäss ergiebt sich folgende Berechnung, wenn beispielsweise das Log während des Schiffsfortlaufes 8 Zeitminuten lang unterm Wasser gehalten wurde und dann herausgehoben der Zeiger der ersten Scheibe Drei, der der zweiten Vier und der der dritten Scheibe Eins markirt.

Dann registrirt der dritte Zeiger eine Meile oder 60 Min. Knoten
„ „ „ zweite „ „ „ „ $4 \times 6 = 24$ „ „
„ „ „ erste „ „ „ „ . . . $= 3$ „ „

Total also: 87 Min. Knoten.

Letztere Zahl durch die Beobachtungszeit (8 Minuten) dividirt, giebt:

$\frac{87}{8} = 10\frac{7}{8}$ Knoten (pro Stunde) als Fortlaufgeschwindigkeit des Schiffes.

Zusatz. Es werde hier die Gelegenheit benutzt, ein ebenfalls dem genannten Engländer Walker patentirtes „Seetiefenloth" (von Walker

1) Richtiger ist die Zahl 6086,4 engl. Fuss oder 1855,105 Meter, weil die Länge einer geographischen Meile = 7420,402 Meter beträgt. Man sehe deshalb auch Bd. IV, S. 3 (Note 1) der „Allgemeinen Maschinenlehre".

„protected sounding machine" genannt) zur allgemeinen Kenntniss zu bringen, welches nebenstehende Fig. 85 und 86 darstellen. Das Neue und Eigenthümliche dieses Tiefenlothes besteht darin, dass es den Mechanismus zum Zählen und Markiren der durchfallenen Fathoms (1 Fathom = 6 Fuss englisch) mit sich führt, ohne diese Theile zu beinträchtigen [1]).

Das wesentlich Neue besteht darin, dass zwischen dem eigentlichen Bleilothe *g* und der Lothleine *h* ein Zähl- und Sperrapparat *abcd* eingeschaltet ist, dessen Wirksamkeit sofort aufhört, wenn das Loth *g* den Boden erreicht, die ganze zu messende Tiefe also durchfallen ist.

Hierzu hat Walker wieder eine Art Schiffsschraube *aa* angebracht, die durch den Widerstand des Wassers beim Fallen des Lothes ebenso in Umdrehung gesetzt wird, wie vorhin die Schraube beim Patentloge. Während des Durchfallens wird aber zweitens, ebenfalls zufolge des Wasserwiderstandes, eine um *m* drehbare Klinke *mpq* aufwärts gehoben und dadurch deren Nase *q* ausser Eingriff in die Zwischenräume der Flügel *a* gebracht, so dass sich die Schraube ungehindert drehen und die Bewegung auf das Zähl- und Zeigerwerk *bc* übertragen kann. Fällt das Loth nicht mehr, d. h. ist's auf dem Boden angelangt, so geht sofort die Klinke *mpq* niederwärts, und verhindert jede weitere Drehung der Schiffsschraube *aa*.

§. 33.
Zeugmessmaschinen [2]).

In grösseren Webereien, Tuchfabriken, Kattundruckereien u. s. w., wo viel fertige Waare zu messen und in gehörige Lagen zu bringen ist, benutzt man mit Erfolg Maschinen, welche diese Arbeit mit Schnelligkeit und Zuverlässigkeit ausführen. Indem hinsichtlich verschiedener Arten dieser Maschinen auf die unten bemerkten Quellen verwiesen werden muss, beschreiben wir hier

1) Ein neues vom englischen Schiffslieutenant Fitzgerald angegebenes Seetiefenloth findet sich besprochen und abgebildet in Dr. Schellens beachtenswerther Schrift „Das atlantische Kabel", Braunschweig 1867, S. 34.

2) Portefeuille industr. par le Blanc et Pouillet. Tom. I. P. 161. (Heilmann's Maschine.) — Le Blanc, Recueil des machines. IV. Pl. 42. (Stolz's Maschine.) — Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 84. S. 5. 1842. (Mackinley's Maschine.) — Bulletin d'encouragement, Jan. 1850, S. 25, und daraus Dingler, Bd. 116, S. 185 (Ruff's Maschine). — Noch mehrere andere Maschinen finden sich in der neuen (1844er) Reihe der französischen Brévets expirées: Vol. 15, P. 52; Vol. 16, P. 198; Vol. 21, P. 49; Vol. 28, P. 14; Vol. 32, P. 275; ferner ist auf die reiche Literatur dieses Gegenstandes in Karmarsch's „Mechan. Technologie", vierte Auflage, S. 1141 zu verweisen, sowie auf Tulpin's Machine a plier et a métrer les étoffes in Armengaud's Publication industrielle des machines, Vol. XIII, P. 490. Endlich ist noch aufmerksam zu machen auf den Abschnitt „Measuring and Folding" in Spons' Dictionary of Engineering. Edited by O. Byrne. London 1871.

Fig. 87 eine (von Hacking in Bury verfertigt), welche sich durch Einfachheit und Zuverlässigkeit vor vielen anderen auszeichnet, in der grossen Hannoverschen Actienweberei und Spinnerei noch täglich zur Zufriedenheit arbeitet und wobei zu bemerken ist, dass die meisten der unten citirten Maschinen auf demselben oder auf ähnlichem Principe beruhen.

Einen Haupttheil der Maschine bildet der Fig. 88 besonders und vergrössert gezeichnete Tisch *e*, welcher als Messunterlage dient. Derselbe ist mittelst zweier Stäbe *q* zu beiden Gestellseiten an Riemen *r* aufgehangen, wobei die Stäbe *q* in Leithülsen *p* verschiebbar sind. Der Riemen *r* ist hierzu mit dem oberen Ende an einem kleinen Bogenstücke *v* befestigt, während ein Gewicht *g* an dem grösseren Bogentheile *w* aufgehangen ist, welches letztere mit *v* ein Ganzes bildet, das man auf die Welle *z* gekeilt hat.

An den beiden Langseiten des Maschinengestelles sind durch Schrauben verstellbare Knaggen *ff* angebracht, von denen je zwei normal zur Bildfläche (oder zur Bewegungsrichtung des Zeuges *β*, Fig. 87) durch einen schmalen Riegel verbunden sind, dessen untere Fläche mit Kratzenleder beschlagen ist, um das dargebotene Zeug besser festhalten zu können. Die correspondirenden Enden der Platte *ee* hat man für gleichen Zweck mit Plüschstreifen bedeckt. Ausserdem ist zu bemerken, dass die Platte *e* (wie Fig. 88 erkennen lässt) mit beiden Enden über die Kratzenriegel und deren Knaggen *f* hinausragt, jedoch ohne dadurch am Hin- und Herkippen der Platte um den Punkt *m* und ohne am Vertical-, Auf- und Abwärtsbewegen gehindert zu sein.

Durch das Gewicht *g* wird nämlich der Tisch *e* fortwährend zum in die Höhe Steigen angetrieben und an dem Fortsetzen einer Bewegung in diesem Sinne allein durch die Riegel der Halter *f* gehindert, d. h. der Tisch wird stets mit seiner Plüschunterlage gegen das Kratzenbeschläge der bemerkten Riegel gepresst.

Den zweiten Haupttheil der Maschine bildet der Legeapparat, dessen Kopfstück Fig. 89 besonders (und vergrössert) gezeichnet ist.

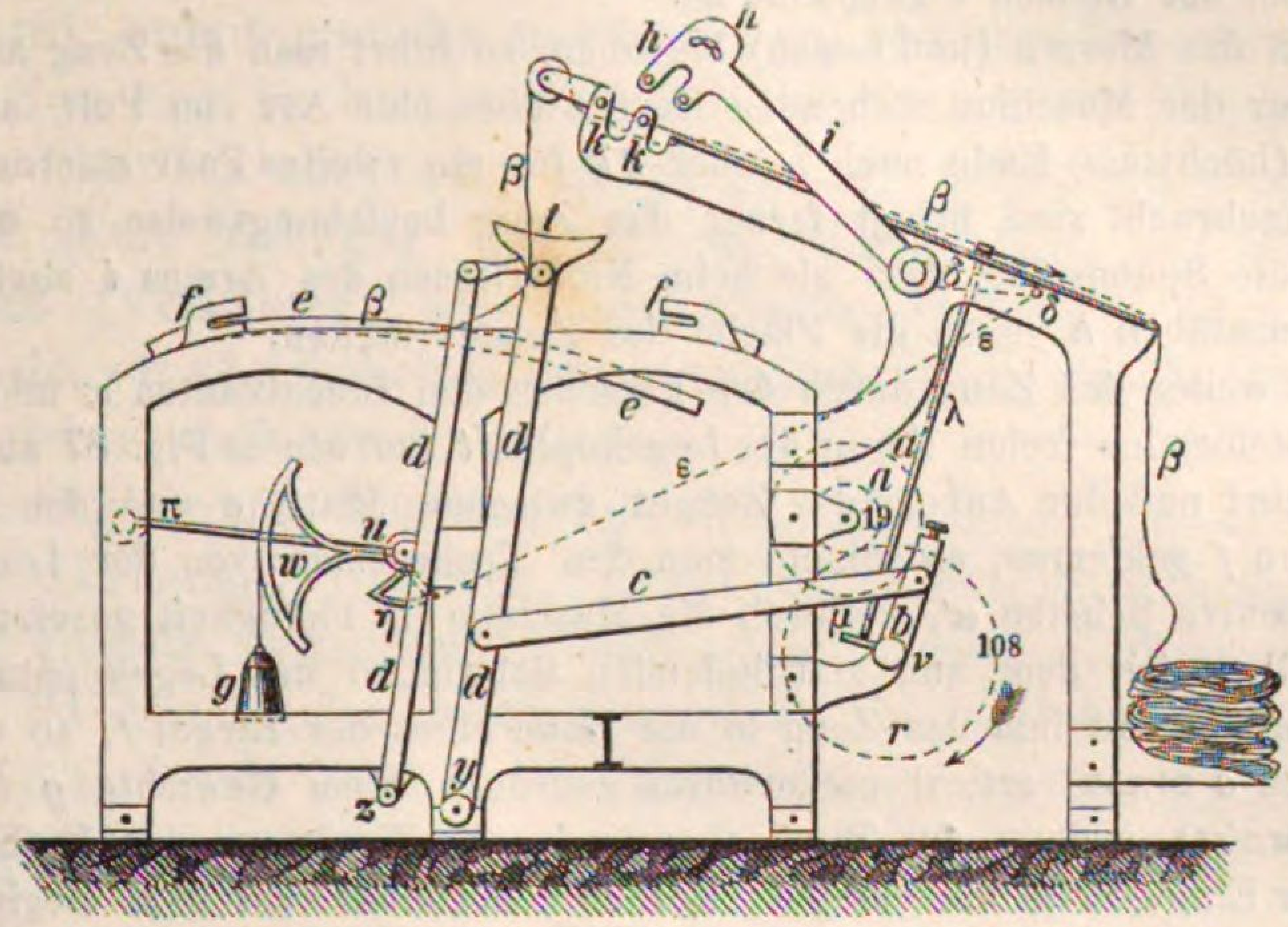
Derselbe besteht aus zwei eisernen Schienen, eine Art Lineale *x* und *y*, die nicht nur über die ganze Breite des Tisches hinwegreichen, sondern darüber noch hervorragen (in Fig. 89 als Durchschnitt schraffirt angegeben) und daselbst durch je ein Backenstück *t* vereinigt sind. Zwei Arme *dd* verbinden das Ganze in entsprechender Weise (aus Fig. 87 erkennbar) mit dem Maschinengestelle.

Das zu messende Zeugstück *β* muss den Raum zwischen beiden Linealen so passiren, wie Fig. 87 zeigt, wobei sich das Zeug entweder an die Kante *x* oder *y* anlegt, je nachdem die um *y* und *z* drehbaren Arme *d* die Stellung *d'* oder *d''* von Fig. 88 und die Kopfstücke *f* beziehungsweise die von *t'* oder *t''* einnehmen.

An jeder Seite des Maschinengestelles ist ein Arm *i* (Fig. 87) angebracht, der sich um sein unteres Ende drehen kann, während an dem oberen Ende *h* Löcher befindlich sind, um Stäbe aus Rundeisen (sogenannte Spannstöcke) durchstecken und damit unter Umständen gegen das Zeug *β* drücken zu können. Auf der Drehachse von *i* sitzt übrigens noch ein zweites kurzes Aermchen *δ*, an welchem

ein Riemen *ε* befestigt ist, der mit dem Bogenstücke *η* zusammenhängt. Letzteres dreht sich um dieselbe Achse wie der Hebel *π*, der mit seinem äussersten Ende (nach links von Fig. 87) bis zur hinteren Gestellwand reicht, dort

Fig. 87.



nach Belieben festgeklemmt oder von dem daselbst stehenden, mit dem Abnehmen des Zeuges beschäftigten Arbeiter bewegt werden kann.

Fig. 88.

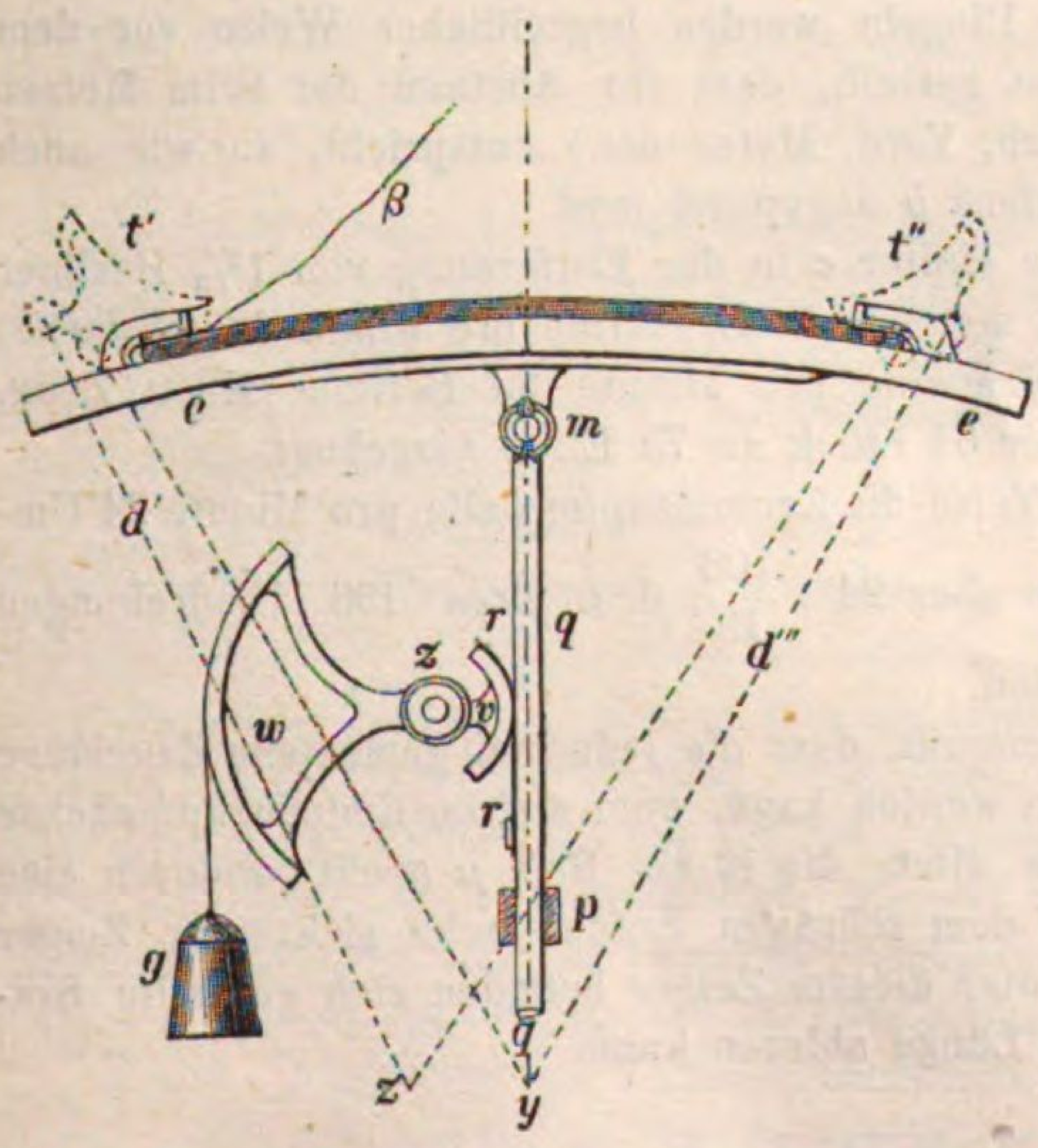
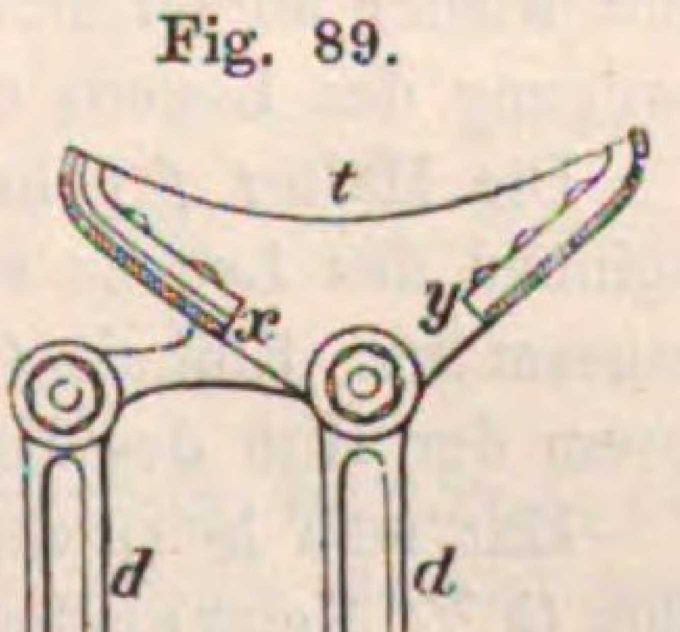


Fig. 89.



Die Lage der Haupttriebwelle der Maschine ist durch die beiden Kreise *a* und *a'* (Fig. 87) angedeutet, wovon letzterer der activen Riemenscheibe, ersterer dem Zahnrade von 19 Zähnen entspricht, welches in das grössere Rad *r* mit 108 Zähnen greift und auf dessen Achse der Krummzapfen *b* befestigt ist, dessen Bughöhe oder Radius dem Maasse entsprechend verändert, gestellt werden kann, nach welchem das Zeug gemessen und gelegt werden soll. Durch die Umdrehung des Krummzapfens

wird die Lenkstange *c* in Bewegung gesetzt und dadurch weiter das erforderliche Schwingen der Arme *dd* des Legeapparates bewirkt.

Im Ruhezustande nehmen Tisch *e*, Legeapparat *dtd*, der Spannarm *i* und der Hebel *π* die in Fig. 87 gezeichnete Lage ein, wobei letzterer Hebel erhoben und der Riemen *ε* gespannt ist.

Soll das Messen (und Legen) beginnen, so führt man das Zeug aus einem rechts vor der Maschine stehenden Kasten über eine Art von Pult, an dessen oberem (höchstem) Ende noch Löcher *kk* für ein zweites Paar eiserner Spannstäbe angebracht sind, bringt ferner das Zeug beziehungsweise so über und unter diese Spannstäbe, dass sie beim Niederlassen des Armes *i* zugleich mit den Spannstäben *h* gegen die Fläche des Zeuges wirken.

Ist weiter das Zeug durch den zwischen den Linealkanten *x* und *y* (Fig. 89) verbleibenden freien Raum des Legekopfes *t* (so wie in Fig. 87 angedeutet ist) geführt und der Anfang des Zeuges zwischen Platte *e* und den Kratzenriegel von *f* geklemmt, so schiebt man den Treibriemen von der Leerscheibe auf die active Scheibe *a'*, wodurch die Maschine in Thätigkeit gesetzt wird.

Gelangt bei dem nun stattfindenden Schwingen des Legeapparates *dtd* der Kopf und mit ihm das Zeug in die Nähe eines der Riegel *f*, so wird erst der Tisch *e* etwas vertical niederwärts gedrückt (dem Gewichte *g* also entgegengewirkt), sodann der Tisch aber auch ein Wenig um den Drehpunkt *m* nach der Einlegeseite hin gekippt, worauf unmittelbar vor dem Beginnen der entgegengesetzten Schwingung des Legens *dtd* das Zeug von dem wieder aufsteigenden Tische *e* gegen das Kratzenbeschläge des Riegels von *f* gepresst und dort so festgehalten wird, dass die jedesmal ausgebreitete Zeugschicht nicht wieder aufgerollt oder weggezogen werden kann, ohne dabei der Weiterbewegung des Legens und dem Fortsetzen der Arbeit entgegenzutreten.

Die Halter *f* nebst ihren Riegeln werden begreiflicher Weise vor dem Beginnen des Legens so entfernt gestellt, dass ihr Abstand der beim Messen festgesetzten Einheit (Elle, Stab, Yard, Meter etc.) entspricht, so wie auch diesem der Hub des Krummzapfens *b* angepasst wird.

Hat man beispielsweise die Halter *e* in der Entfernung von $1^2/_3$ Berliner Ellen (à $^2/_3$ Meter) befestigt und machen die Legearme pro Minute 48 (einfache) Hübe, so legt und misst die Maschine pro Minute 80 Berliner Ellen Zeug, d. i. pro Stunde 4800 Ellen oder 64 Stück zu 75 Ellen gerechnet.

Dabei muss begreiflicher Weise die Krummzapfenwelle pro Minute 24 Umläufe, die Betriebsriemenscheibe aber $24 \cdot \frac{108}{19}$, d. i. circa 136 Umdrehungen während derselben Zeit verrichten.

Schliesslich werde noch bemerkt, dass die jedesmal gemessene Zeuglänge auch von der Maschine registrirt werden kann, wozu auf der Krummzapfenachse (Fig. 87) eine endlose Schraube sitzt, die in ein Rad *μ* greift, wodurch eine Welle *λ* und mit dieser ein auf dem schrägen Zufuhrtische sichtbarer Zeiger in Umdrehung gesetzt wird. Unter diesem Zeiger befinden sich getheilte Scalen, worauf man die gemessene Länge ablesen kann.

§. 34.
Wasser- und Gasmesser.

Wir besprechen hier nur diejenigen Maschinen (Instrumente, Apparate), womit man die zu häuslichen, industriellen oder öffentlichen Zwecken in bestimmter Zeit verbrauchten Mengen von Wasser (Spiritus etc.) oder Leuchtgas zu messen im Stande ist. Es sind diese offenbar überall da erforderlich, wo man Producenten (Verkäufer) wie Consumenten (Käufer), oder Obrigkeiten etc. vor absichtlichen oder unabsichtlichen falschen Angaben gleich sicher stellen will.

Im Allgemeinen kommen alle diese Maschinen darauf hinaus, Gefässe (Prismen, Cylinder, Kegel etc.) von bestimmtem cubischen Inhalte abwechselnd oder continuirlich zu füllen und zu leeren, die Anzahl der dabei gemachten Oscillationen, Rotationen oder Hübe durch Zähl- oder Registrirapparate zu notiren und hiernach direct oder indirect die verbrauchten Quanta zu bestimmen.

Wassermesser [1]).

Indem wir hinsichtlich des Studiums, wie die verschiedenen angeführten Principe ausgeführt wurden, auf die unten angegebenen Quellen verweisen, werde bemerkt, dass zur Zeit in Eng-

1) Mittheilungen des Industrievereins für das Königreich Sachsen. 1836, S. 106. (Maschinen zum Messen der fliessenden Salzsoolenmengen in bayerischen und österreichischen Salzwerken.) — Glynn, On Water-Meters. Artizan 1854. P. 111. (Vortrag über die vorzüglichsten Apparate seiner Zeit.) — Illustrated Catalogue of the Great Exhibition. Cl. 10. P. 447. London 1851. — Forthergill, Ueber die Water-Meters von Chadwick und Hason, Taylor etc. Artizan 1854. P. 112. u. 137. — Auch Mech. Magazine. Vol. 58, P. 282; Vol. 64, P. 481; Vol. 65, P. 553; Vol. 67, P. 577. — Auch Dingler, Bd. 134, S. 243, 1854, bespricht Taylor's und Siemens' älteren Wassermesser. — Jopling's, Kennedy's und Siemens' Water-Meter sind beschrieben im Artizan. 1857. P. 20, 21, 36; ferner in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure". Erster Jahrgang. 1857. S. 164. — Ueber den neuesten Apparat zum Spiritusmessen handelt ein Aufsatz in den „Ann. für die königlich preussische Landwirthschaft", Jahrg. 1861, sowie in den „Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins", Jahrg. 1861, Heft 4. Ein Wassermesser (Kolbenapparat) vom Ingenieur Münster wird beschrieben und besprochen in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. 2 (Jahrg. 1858), S. 2. In der deutschen Revue der Gegenwart „Unsere Zeit" (III. Jahrg., 8. Heft, April 1867) wird vom Prof. Hartig eine werthvolle Uebersicht über die vorzüglichsten bis dahin zur Anwendung gelangten Wasser-

land, wo die Wassermesser am meisten Verwendung gefunden haben, die Maschinen von Jopling (zwei Hohlcylinder), Kennedy (ein Hohlcylinder) und Siemens [1]) (Reactionsrad) als die besten ihrer Art angesehen werden. Am allermeisten Vertrauen scheint man jedoch dem Siemens'schen Wassermesser zu schenken, weil er verhältnissmässig am einfachsten ist und bis auf sehr wenige Procent bei den verschiedenen Druckhöhen (?) und unter allen Umständen (?) richtig messen soll, was bei keinem der übrigen in demselben Maasse der Fall zu sein scheint.

Die Skizze Fig. 90 (Verticaldurchschnitt) lässt das Wesentlichste des Siemens'schen Wassermessers leicht erkennen.

Den Hauptheil bildet das Hohlgefäss *efgkx*, welches um eine Verticalachse *gi* drehbar gemacht ist, unten bei *u* in einem Spurzapfen läuft und bei *h* durch eine Stopfbüchse geht. Ausserdem ist das Gefäss (nach Art der Reactionswasserräder) mit krummen Ausflussröhren *e* versehen, deren Anzahl nach der Grösse des Apparates von drei bis acht variiren kann. Ferner sind ausserhalb am Mantel des Hauptgefässes *f* vier dünne ebene Flügel *k* angebracht, welche (ähnlich wie die Windfänge bei gewissen Uhren) die Stelle von Regulatoren vertreten.

Die nach oben entsprechend fortgesetzte Welle des Reactionswasserrades *e* bringt mit Hülfe einer endlosen Schraube *i* Räder *l*, *m*, *n* in Bewegung, die durch weitere Uebersetzungen die Umdrehung der Zählscheibe eines Zählapparates *pqr* veranlassen. Der Raum *ihl* ist dabei vom Wasser ganz abgesperrt und mit Oel gefüllt, um das Wasser vom Zählapparate abzuhalten und einen möglichst leichten Gaug der betreffenden Mechanismen zu veranlassen.

Das zu messende Wasser tritt durch die Röhre *a* in den unbeweg-

messersysteme gegeben, auf welche Arbeit wir ganz besonders aufmerksam machen möchten. Auch ist die 5. Auflage (1875) von Weisbach's Ing. Mech. Bd. 1, §. 533, S. 1170 in Bezug auf Theorie wie Literatur der Wassermesser zu empfehlen.

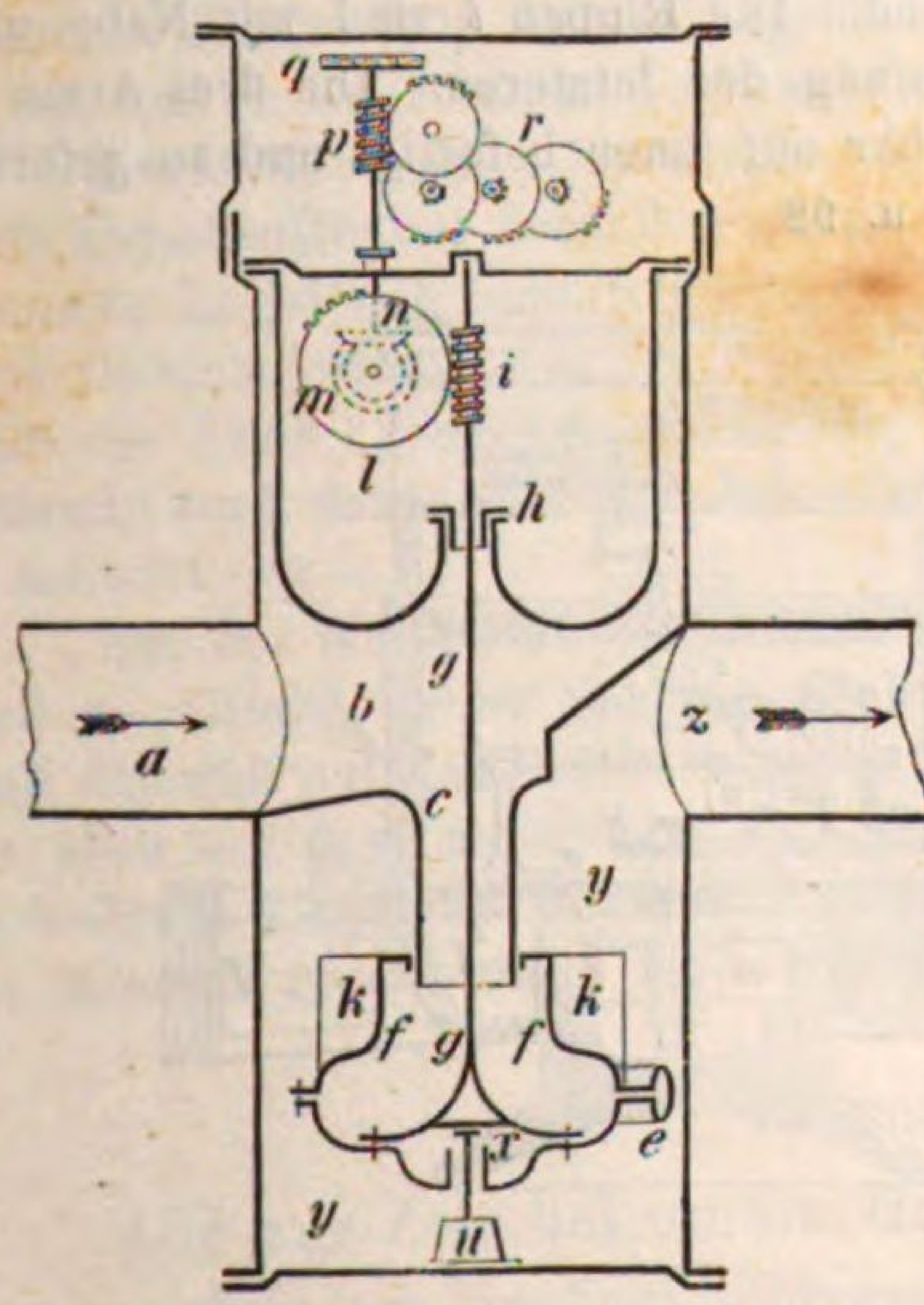
Das Allerneueste den Gegenstand betreffend hat der Ingenieur und Maschinenfabrikbesitzer P. H. Rosenkranz in Hannover in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Bd. XVIII (1874) S. 145 geliefert.

Letzterer Herr theilt hier einen neuen von ihm erfundenen Wassermesser mit, der eben sowohl zu den turbinenartigen Apparaten, wie zu den zellenförmigen Rotationsapparaten als schliesslich auch zu den Kolbenapparaten gehört. In den nachfolgenden Fig. 91 und 92 findet sich der Rosenkranz'sche Wassermesser abgebildet.

1) Zur genaueren Kenntniss dieser Wassermesser muss besonders auf folgende in London (1859?) erschienene Schrift verwiesen werden, welche von Siemens selbst verfasst ist; Siemens and Adamson's Patent-Water-Meter. Manufactured by Guest and Chrimes, 37 Southampton Street, Strand, London. Im XVIII Bande (Jahrg. 1874), S. 427 liefert G. Oesten, Ingenieur der Berliner Wasserwerke, eine Kritik (zu Gunsten) der Wassermesser aus der Fabrik von Siemens & Halske gegenüber der Maschine von Rosenkranz, welche gelesen zu werden verdient.

lichen Raum *b*, der sich in eine Verticalröhre *c* nach unten hin fortsetzt und am äussersten Ende in eine Stopfbüchse hinein reicht, um zu vermeiden, dass kein nicht gemessenes Wasser durch die Maschine fliesst. Das durch die Oeffnungen *e* der krummen Arme ausströmende Wasser veranlasst durch Reactionswirkung die Umdrehung des ganzen Radkörpers, mit ihm die der stehenden Welle *g* u. s. w. Die Zahl der Umdrehungen des Rades ist dabei, innerhalb gewisser Grenzen, proportional der durchgeflossenen Wassermenge. Zur betreffenden Regulirung sind Flügel *k k* vorhanden, die ähnlich wirken, wie die Windfänge (S. 83 ff.) bei den Schlaguhren. Behauptet wird, dass die vom Wassermesser gemachten Angaben auch bei veränderlichen Druckhöhen nicht mehr als 3 Procent (?) von der Wahrheit abweichen 1).

Fig. 90.



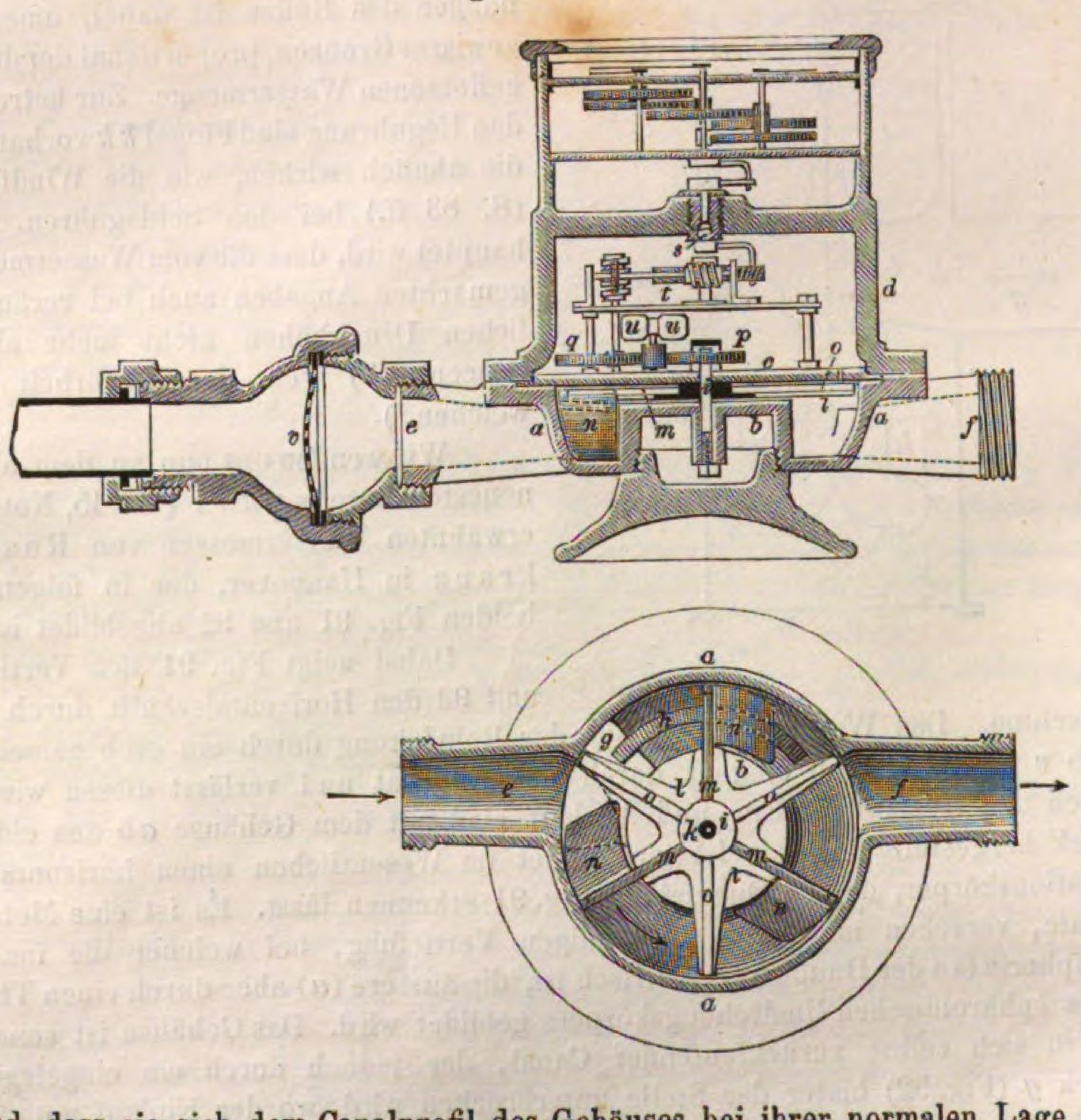
Wir wenden uns nun zu dem allerneuesten bereits vorher (S. 145, Note 1) erwähnten Wassermesser von Rosenkranz in Hannover, der in folgenden beiden Fig. 91 und 92 abgebildet ist.

Dabei zeigt Fig. 91 den Vertical- und 92 den Horizontalschnitt durch die Maschine. Das Wasser gelangt aus der Rohrleitung durch ein grob gelochtes Sieb *v* in den Einlauf *e*, geht durch den Apparat und verlässt diesen wieder durch den Auslauf *f*. Ein- und Auslauf sind mit dem Gehäuse *ab* aus einem Stück hergestellt. Dieses letztere bildet im Wesentlichen einen horizontalen Rotationskörper, dessen Querschnitt Fig. 91 erkennen lässt. Es ist eine Metallschale, versehen mit einer ringförmigen Vertiefung, bei welcher die innere Peripherie (an der Haube *b*) cylindrisch ist, die äussere (*a*) aber durch einen Theil eines sphäroidischen Umdrehungskörpers gebildet wird. Das Gehäuse ist sonach ein in sich selbst zurücklaufender Canal, der jedoch durch ein eingelegtes Stück *g* (Fig. 92) hinter der Stelle unterbrochen wird, wo der Einlauf mündet. Nach der Seite des Einlaufs überkragt sich das eingelegte Stück *g* und lässt so einen Canal von *e* in der Richtung des im Gehäuse (Fig. 92) angedeuteten Pfeiles nach *f* frei, welchen das in den Apparat tretende Wasser durchläuft, während sich hinter *f* todtes Wasser ansammelt und einen Wassersack bildet.

1) Als mindestens entfernt hierher gehörig werde noch auf Dr. Mohr's „Selbstregistrirenden Regenmesser" aufmerksam gemacht, wobei ein Mechanismus benutzt ist, welcher principiell mit dem übereinstimmt, der zur Steuerung einer Luftsäulenmaschine dient. Mohr's Regenmesser (Ombrometrograph) findet sich beschrieben und abgebildet in Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 83. S. 374, 1842.

Das Gehäuse ist ferner oben durch eine Platte *c* (Fig. 91) geschlossen und zwar so, dass zwischen *c* und der cylindrischen Haube *b*, sowie zwischen *c* und dem eingelegten Stück *g* (Fig. 92) ein Spielraum bleibt. Concentrisch mit dem Gehäuse ist leicht drehbar die verticale Welle *i* gelagert, welche zwischen der Haube *b* und der Abschlussplatte *c* eine Nabe *k* trägt, an der drei Arme *m* (Fig. 92) und drei Arme *o* befestigt sind. Die Rippen *l* sind mit Nabe und Armen verlöthet und dienen zur Absteifung der letzteren. Die drei Arme *m* tragen die Flügel *n*, welche leicht drehbar auf ihnen befestigt und so geformt

Fig. 91 u. 92.



sind, dass sie sich dem Canalprofil des Gehäuses bei ihrer normalen Lage (um 45° gegen die Verticale geneigt) möglichst genau anschliessen, ohne dabei starke Reibung bei ihrer Bewegung zu erzeugen. — Das Wasser drückt abwechselnd gegen je einen dieser Flügel und veranlasst dadurch eine Drehung des Armsystemes und damit der Welle *i*. Da drei Flügel vorhanden sind, so wird sich bei jeder Stellung des Armsystems immer mindestens e i n Flügel zwischen Ein- und Auslauf befinden und so der Einwirkung des neu zuströmenden Wassers ausgesetzt sein. Sobald ein Flügel über den Auslauf *f* hinauskommt, bewegt er sich im todten Wasser, er gelangt dann mit seiner Unterkante auf eine schräg ansteigende, aus Hartgummi gefertigte Fläche *h*, die ihn bei fortgesetzter Drehung der Welle *i* allmälig auf das Zwischenstück *g* hebt, über welches er in horizontaler Lage fortgleitet. Verlässt er schliesslich die Uebertragung von

g, so fällt er durch seine eigene Schwere nieder und beginnt jetzt seine Functionen von neuem. Die drei Flügel zeigen in der gezeichneten Stellung die verschiedenen Lagen, in welchen sie sich der Reihe nach befinden: der eine ist der Einwirkung des zuströmenden Wassers ausgesetzt und stellt den Abschluss zwischen Ein- und Auslauf her, der zweite ist durch Einwirkung der schrägen Fläche *h* im Heben begriffen und der dritte gleitet, vollständig gehoben und in horizontaler Lage auf dem Zwischenstück *g*.

Aus Allem geht jetzt hervor, dass der Spielraum zwischen Oberplatte *c* und Zwischenstück *g* deshalb vorhanden sein muss, damit die Flügel (in horizontaler Lage) sich hindurchbewegen können. Dieser Spielraum darf aber nie eine Communication zwischen Einlauf und Wassersack gestatten und sind deshalb die Arme *o* angeordnet, welche, in der Mitte zwischen je zwei Flügeln sitzend, auch dann Abschluss hervorbringen, wenn sich keiner der Flügel auf *g* befindet.

Auf der Welle *i* ist das Zahnrad *p* befestigt, welches in das Rad *q* greift und so mittelst zweier Schrauben ohne Ende die Bewegung auf die Welle *s* und dadurch auf das Zählwerk überträgt. Zur Regulirung rascher Bewegungen ist noch ein in *q* fassendes Trieb vorhanden, welches die auf seiner Welle *t* befestigten Flügel *uu* in rasche Umdrehung versetzt. — Das ganze Räderwerk ist in einem gusseisernen Gehäuse *d* eingeschlossen.

Gasmesser[1]).

Alle zur Zeit bekannten Gasmesser lassen sich in zwei Gattungen bringen, je nachdem man dabei mit oder ohne Anwendung von Wasser oder Sperrflüssigkeit operirt.

Von nassen Gasmessern kann man solche unterscheiden, wo der Hauptheil, dass Messgefäss, eine cylindrische Blechtrommel mit Abtheilungen oder Kammern versehen bildet, welche sich in einem grösseren blechernen Gehäuse um eine horizontale Achse dreht, und in solche, wo der Messapparat aus abwechselnd vertical auf- und absteigenden Cylindern (Glocken) besteht, nach Art der Gasometer, worin man das zu brennende Leuchtgas ansammelt[2]), und wo die Sperrflüssigkeit nicht wie bei den Trommeln zugleich das Messvolumen mit bestimmt.

1) Brown, Vademecum für Gasconsumenten. Nach der 5. Aufl. aus dem Engl. übersetzt. Stuttgart 1854. S. 25. — Schilling, Handbuch für Steinkohlengas-Beleuchtung. S. 242. München 1860. — Heeren, Die Einrichtung der Gasuhren. Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover. Jahrg. 1859. S. 76. — Neue Gasuhr von Lizups. Journal für Gasbeleuchtung. Jahrg. 1861. S. 176.

2) Eine Gasuhr dieser Art ist die von P. Hansen in Heide, die sich beschrieben und abgebildet findet im „Journal für Gasbeleuchtung". Juli 1861, S. 242.

Da die Gasmesser mit Trommel die sind, welche fast ausschliesslich Anwendung finden, so werden sie hier allein ausführlich beschrieben und dazu die Fig. 93, 94 und 95 benutzt.

Die Messtrommel *BB'* in Fig. 94 bildet einen kurzen Kreiscylinder, der an einer Seite nach rechts hin offen (ohne Endfläche), an der anderen Seite *B* mit erhabener Endfläche versehen, dabei über die Hälfte in Wasser tauchend, dessen Spiegel durch die Horizontallinie *WW* angegeben ist.

Lässt man den äusseren Mantel *A* der Trommel hinweg, so zeigt sich der innere Bau, wie Fig. 95[1]) erkennen lässt, wobei man leicht wahrnimmt, dass er aus vier Stücken zusammengesetzt ist, und zwar so, dass der mittlere Theil die schräg liegende Scheidewand zweier Kammern bildet, während die flügelartigen Seitenstücke Theile der kreisförmigen Seitenwand sind. Ferner bemerkt man bei gehöriger Betrachtung, dass die verschiedenen Flügelstücke nicht fest auf einander liegen, sondern spaltförmige Zwischenräume lassen, welche die Oeffnungen zum Ein- und Austritt abgeben. So hat die Kammer *A* ihre Eintrittsöffnung an der Spalte *a*, die Austrittsöffnung aber jenseits *b*; die Eintrittsöffnung der Kammer *B* liegt bei *c*, die Austrittsöffnung bei *d* u. s. w. Da nun das zu messende Gas in der Mitte der Trommel bei *x* (Fig. 94) ein- und am Umfange bei *q* austritt, so erklärt sich leicht, wie beim Vorüberströmen am inneren schiefen Flächensysteme (Fig. 95) eine derartige Zerlegung des Normaldruckes eintritt, welchen das Gas gegen diese Flächen ausübt, dass dadurch eine Drehung des Körpers (Fig. 95) nach der Richtung des dort angegebenen Pfeiles erfolgen kann.

Der prismatische kastenförmige Vorbau *E* (Fig. 93 und 94) dient zur Aufnahme von Sperr- oder Regulirungsmechanismen und denjenigen Rädern und Schrauben, wodurch die drehende Bewegung der Messtrommel auf das in dem besonders aufgesetzten kleinen Kästchen *F* befindliche Zählwerk übergetragen wird.

Das zu messende Gas wird im Rohre *l* zugeführt, gelangt in die Kammer *E* und strömt weiter, sobald ein Ventil *i* hinlänglich geöffnet ist.

Das Oeffnen und Schliessen des Ventiles hängt vom Stande einer Schwimmkugel *h* ab, mit der es zu einem Ganzen vereinigt ist und wodurch zugleich das Interesse des Gasverkäufers (Producenten) gewahrt wird. Beachtet man nämlich, dass das jedem Trommelumgange entsprechende Gasvolumen durch die Räume derselben bestimmt wird, welche nicht unter Wasser getaucht sind, so leuchtet ein, dass das richtige Messen wesentlich durch den Wasserstand in der Uhr bedingt wird. Ist dieser zu niedrig, so wird der Producent beeinträchtigt, wogegen, wenn er zu hoch ist, der Consument zu kurz kommt.

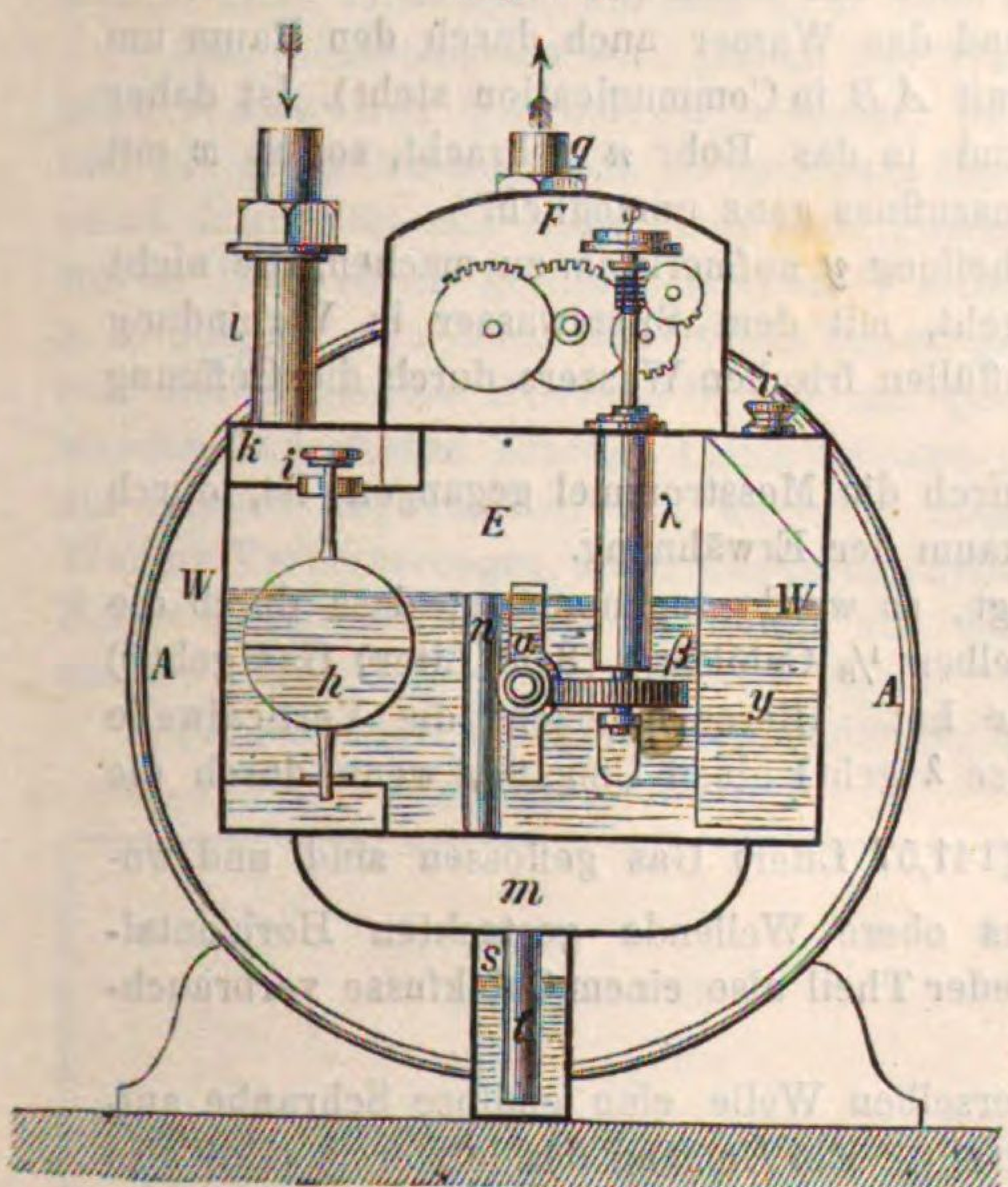
Hiernach erkennt man ohne Weiteres, dass Schwimmer *h* und Ventil *i* Mittel sind, um so viel als möglich den Gasproducenten vor Verlusten zu schützen.

Um aber auch einem zu hohen Wasserstande vorzubeugen, ist ein Abflussrohr *n* vorhanden, dessen obere Mündung genau bis zum normalen Wasserspiegel reicht. Steigt das Wasser über den Rand der Röhre *n*, so fliesst es in ihr ab, ergiesst sich in den Behälter *m* und von da aus durch das Rohr *t* in das tiefer liegende kleinere Gefäss *s*, woraus es abfliessen kann, sobald eine

1) Heeren a. a. O. S. 78.

ins Freie führende Mündung geöffnet ist. Da das Gefäss *s* stets bis an die Ausflussöffnung *u* mit Wasser gefüllt bleiben und somit das Rohr *t* untertauchen wird, so hat man zugleich ein sicheres Mittel, dass weder durch Nachlässigkeit, noch durch Betrug Gas aus der Mündung *u* entnommen werden kann.

Fig. 93.



Die Oeffnung *u* wird mit einer Schraube verschlossen, sobald man sich beim Füllen der Uhr mit Wasser durch den in Fig. 93 mit *v* bezeichneten Einguss durch das bei *u* beginnende Abfliessen von der Richtigkeit des Wasserstandes überzeugt hat.

Um endlich den Gasconsumenten auch für den Fall sicher zu stellen, dass noch bei geschlossener Mündung *u* durch *v* Wasser eingebracht wird, hat man folgende sinnreiche Anordnung getroffen:

Die Wand, welche den Vorkasten *E* von dem Trommelgehäuse *A* trennt, hat nur zwei Oeffnungen, eine, durch welche die Trommelwelle treten kann, die an ihrem Ende nach der Seite von *E* hin durch die in Fig. 93 sichtbare

Fig. 94.

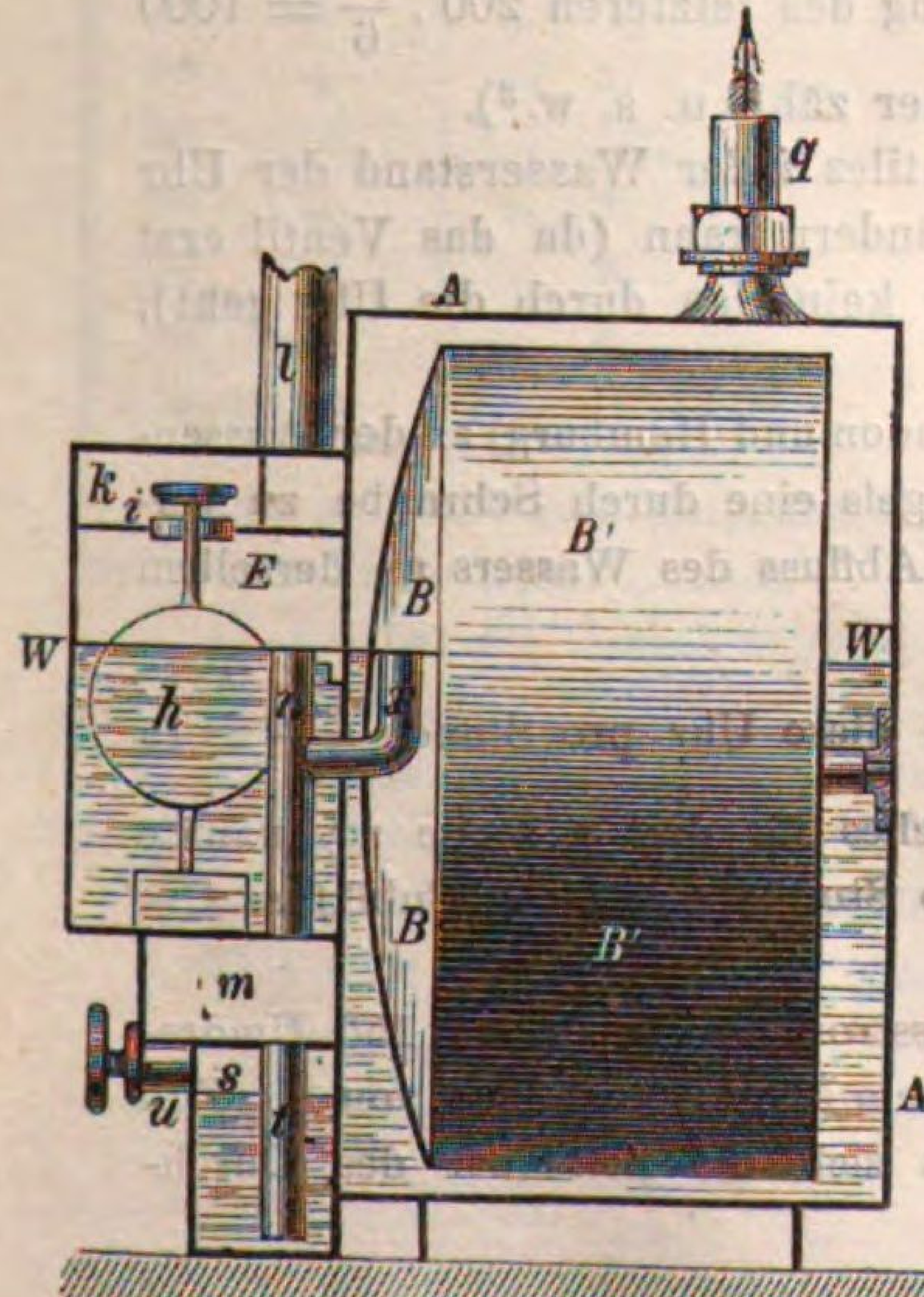
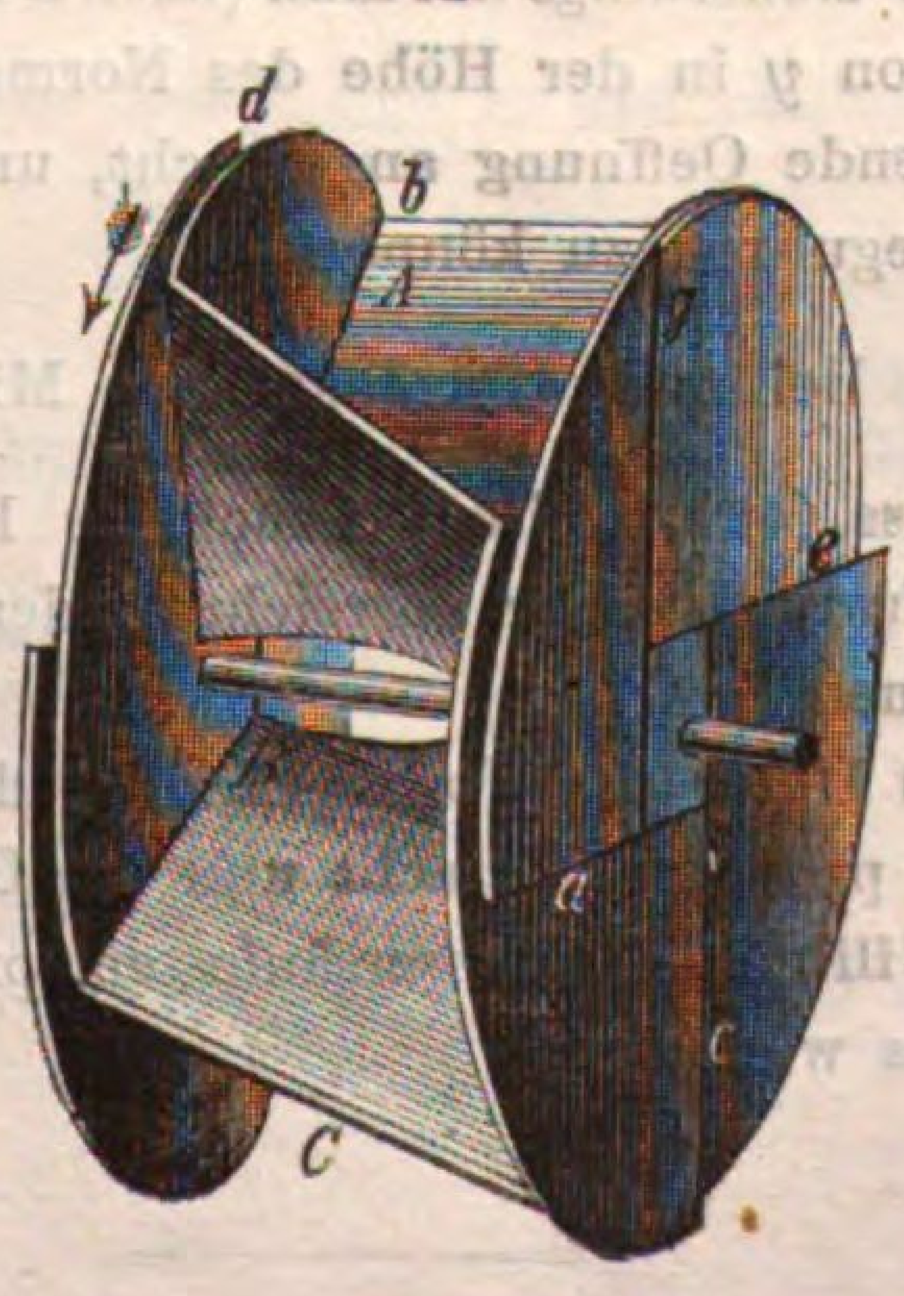


Fig. 95.



Schraube *α* bemerkbar wird, und eine zweite Oeffnung, welche dazu dient, ein mit *n* verbundenes Knierohr *x* (Fig. 94) durch diese Wand treten zu lassen.

Ausserdem werde beachtet, dass das Rohr *x* mit seinem aufwärts gekehrten Ende in den erhabenen Theil *B* der Messtrommel *B'* tritt, und zwar so, dass dadurch die Trommel an ihrer Umdrehung nicht gehindert wird.

Auf dem Wege von *n* nach *x* kann nur allein Gas aus der Vorkammer *E* in die Trommel *B* gelangen (während das Wasser auch durch den Raum um die Trommelwelle herum hinter *α* mit *AB* in Communication steht). Ist daher zu viel Wasser in die Trommel und in das Rohr *n* gebracht, so ist *x* mit Wasser gefüllt und demnach ein Gaszufluss ganz unmöglich.

Endlich ist noch auf eine Abtheilung *y* aufmerksam zu machen, die nicht ganz auf den Boden von *E* herabgeht, mit dem Sperrwasser in Verbindung steht und dazu dient, dass beim Auffüllen frischen Wassers durch die Oeffnung *v* kein Gas verloren geht [1]).

Dass das Gas, nachdem es durch die Messtrommel gegangen ist, durch das Rohr *q* abfliesst, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Was den Zählapparat anbelangt, so werde angenommen, dass durch die Trommel bei jedem Umgange derselben $^1/_8$ Cubikfuss (3,53 Liter) Gas geht [2]) und das Schraubenrad *β* 40 Zähne hat. Hiernach macht die Verticalwelle (welche durch die Abfluss-Sperrhülse *λ* geht) einen Umgang, wenn durch die Messtrommel $\frac{40}{8}$, d. i. 5 Cubikfuss (141,57 Liter) Gas geflossen sind und wozu auch der Umfang der auf das obere Wellende gesteckten Horizontalscheibe *φ* in 5 Theile getheilt ist, jeder Theil also einem Cubikfusse verbrauchten Gases entspricht.

Unmittelbar unter *φ* ist an derselben Welle eine endlose Schraube aufgebracht, die in ein 40er Zahnrad greift. Ein Umgang des letzteren zählt also 200 Cubikfuss ($5^2/_3$ Cubikmeter) durch die Trommel geflossenes Gas. An der Achse des letzteren Zahnrades steckt ferner ein Getriebe von 6 Zähnen, das in ein 30er Zahnrad fasst, so dass ein Umgang des letzteren $200 \cdot \frac{30}{6} = 1000$ Cubikfuss = 28,32 Cubikmeter oder 28320 Liter zählt u. s. w. [3]).

Da sich trotz des Schwimmers und Ventiles *i* der Wasserstand der Uhr in nachtheiliger Weise für den Producenten ändern kann (da das Ventil erst wirkt, wenn es völlig geschlossen ist und gar kein Gas durch die Uhr geht),

1) Neuerdings hat man (nach Smith in London und Hamburg) an der Aussenwand von *y* in der Höhe des Normalwasserspiegels eine durch Schraube zu verschliessende Oeffnung angebracht, um Zu- und Abfluss des Wassers an derselben Stelle reguliren zu können.

2) Bei zwei Umgängen pro Minute würde diese Uhr pro Stunde $\frac{120}{8} = 15$ Cubikfuss (424,7 Liter) Leuchtgas liefern, welches für drei grössere sogenannte Fischschwanzbrenner ausreicht, indem diese pro Stunde $4^1/_2$ bis 5 Cubikfuss Gas verbrennen.

3) Unter der Voraussetzung, dass die Messtrommel höchstens 150 Umdrehungen pro Stunde macht und der Gasdruck einem Manometerstande von $1^1/_2$ Zoll (38,1 Millimeter) Wassersäule entspricht, stellt sich die Zeitdauer des Durchströmens wie folgt:

so hat man mancherlei Mittel ersonnen, um den Wasserstand so viel als möglich in gleicher Höhe zu erhalten, wohin namentlich Lizar's Löffelmechanismus [1]), Prenzler's und Dieckmann's Flaschenapparat [2]), Elster's Schwimmer u. a. gehören, die jedoch sämmtlich mehr oder weniger unnöthig werden, sobald man zu der Füllflüssigkeit nicht Wasser, sondern eine andere nimmt, welche nicht verdampft, wie dies u. a. beim Glycerin der Fall ist.

Am vollständigsten wird jedoch das Wasserstandsübel durch Verwendung ganz trockener Gasuhren beseitigt, wobei jede Sperrflüssigkeit wegfällt und geeignete Blasbälge das zu messende Gas aufnehmen, welche man abwechselnd damit füllt und leert. Das erste Patent auf eine solche trockene Gasuhr wurde 1820 einem gewissen Malam [3]) ertheilt, dem der Amerikaner Berry u. A. folgten. Zu einer praktischen Bedeutung brachte derartige Uhren jedoch erst der Engländer Defries [4]), der mit gutem Erfolge viereckige Bälge anwandte und dessen sonstige Constructionen (bis auf Details) den heute noch am meisten angewandten und weiterhin abgebildeten Uhren zu Grunde liegt. Weitere Verbesserungen, unter Einführung cylindrischer Bälge, brachten Croll [5]), Edge [6]) und schliesslich Glover [7]) an. Eine Uhr des letzteren ist Fig. 96 und 97 abgebildet.

Die äussersten Begrenzungswände der äusserlich als viereckiger Kasten

Gasmesser für		Zeit in Minuten für 25 Cubikfuss (= 707,87 Liter).	welche das Durchströmen von 1 Cubikfuss (= 28,32 Liter) erfordert.
2 Flammen	oder 1/16 Cubikfuss Trommelinhalt	160	6 2/5
3 „	„ 1/8 „ „	80	3 1/5
5 „	„ 1/4 „ „	40	1 3/5
10 „	„ 1/2 „ „	20	4/5
20 „	„ 1 „ „	10	2/5
30 „	„ 1 1/2 „ „	6 2/3	3/10
50 „	„ 2 „ „	5	1/5
60 „	„ 3 „ „	3 1/2	4/25
80 „	„ 4 „ „	2 1/2	3/25
100 „	„ 5 „ „	2	2/25

Die erforderlichen Angaben für Metermaasse finden sich in den Nachträgen Nr. 5 am Ende dieses Bandes.

1) Journal für Gasbeleuchtung. Mai 1861. Daraus Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 160. S. 433. 1861.

2) Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover. Jahrg. 1860. S. 175.

3) Schilling, Handb. f. Steinkohlengasbeleuchtung. München 1866, S. 401.

4) Patent Specification, Nr. 9449 von 1842.

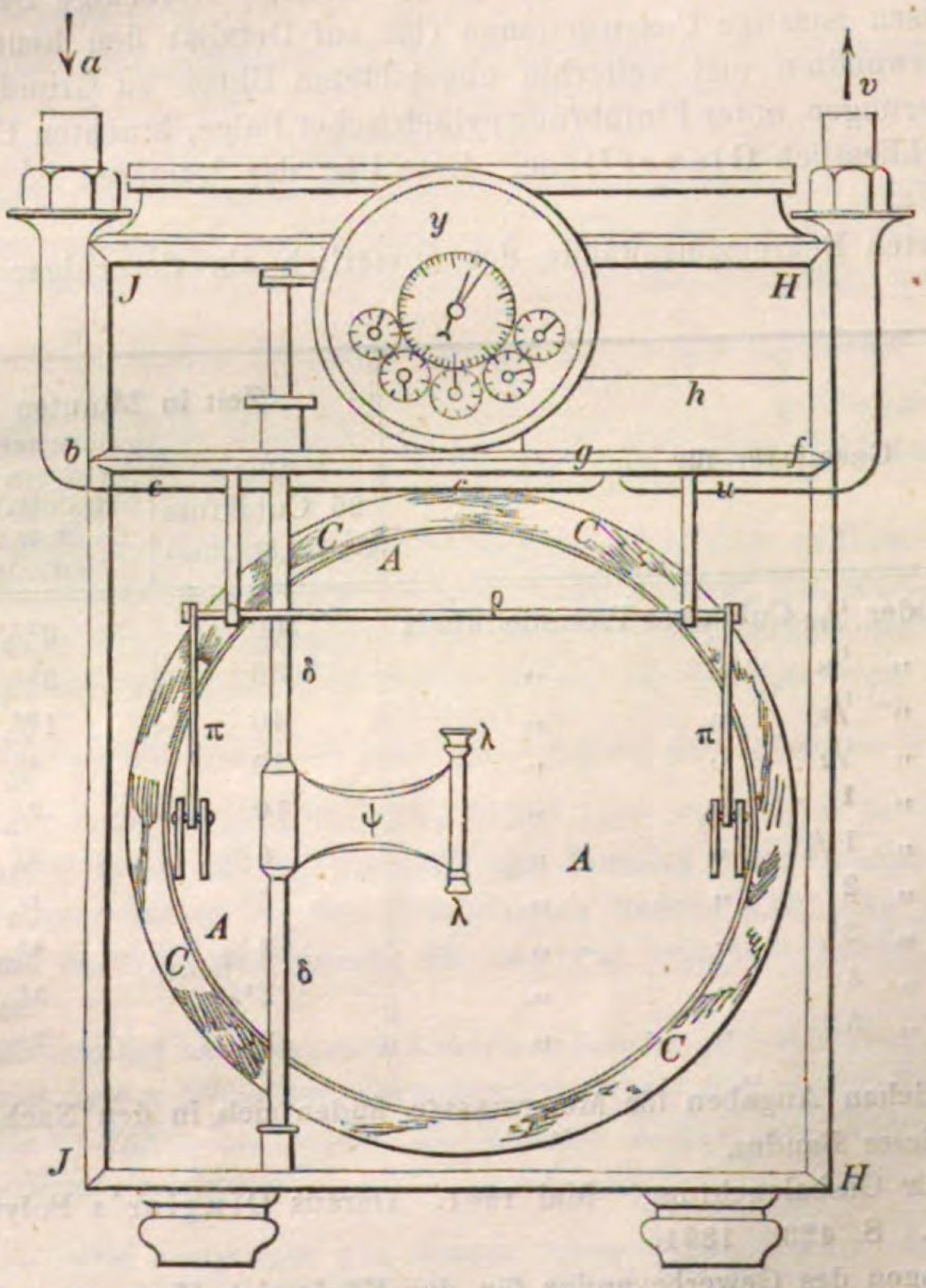
5) Desgl., Nr. 11205 von 1846.

6) Desgl., Nr. 11516 von 1846.

7) Desgl., Nr. 2826 von 1860, Nr. 1365 von 1861 und Nr. 3017 von 1863.

erscheinenden Uhr stellen sich sowohl in der Verticalprojection, dem Aufrisse Fig. 96 als in der Horizontalprojection, dem Grundrisse Fig. 97 als Rechtecke *FGHI* dar, wobei man aus dem Grundrisse noch entnehmen kann, dass der ganze innere Raum des Uhrkörpers durch eine verticale Mittelwand *cc* in zwei gleiche Theile getheilt wird. An diese Mittelwand ist an jeder Seite ein Blechring festgelöthet, und mit letzterem durch gut präparirtes Leder *CC* und *DD* (blasbalg- oder sackartig) je eine Metallscheibe *AA* *BB* (Fig. 97) von gleichem Durchmesser gasdicht und zwar so verbunden, dass sich diese Scheiben von der Mittelwand *cc* entfernen oder derselben sich nähern können (beziehungsweise die gebildeten Säcke oder Bälge *CC* und *DD* sich füllen und leeren).

Fig. 96.

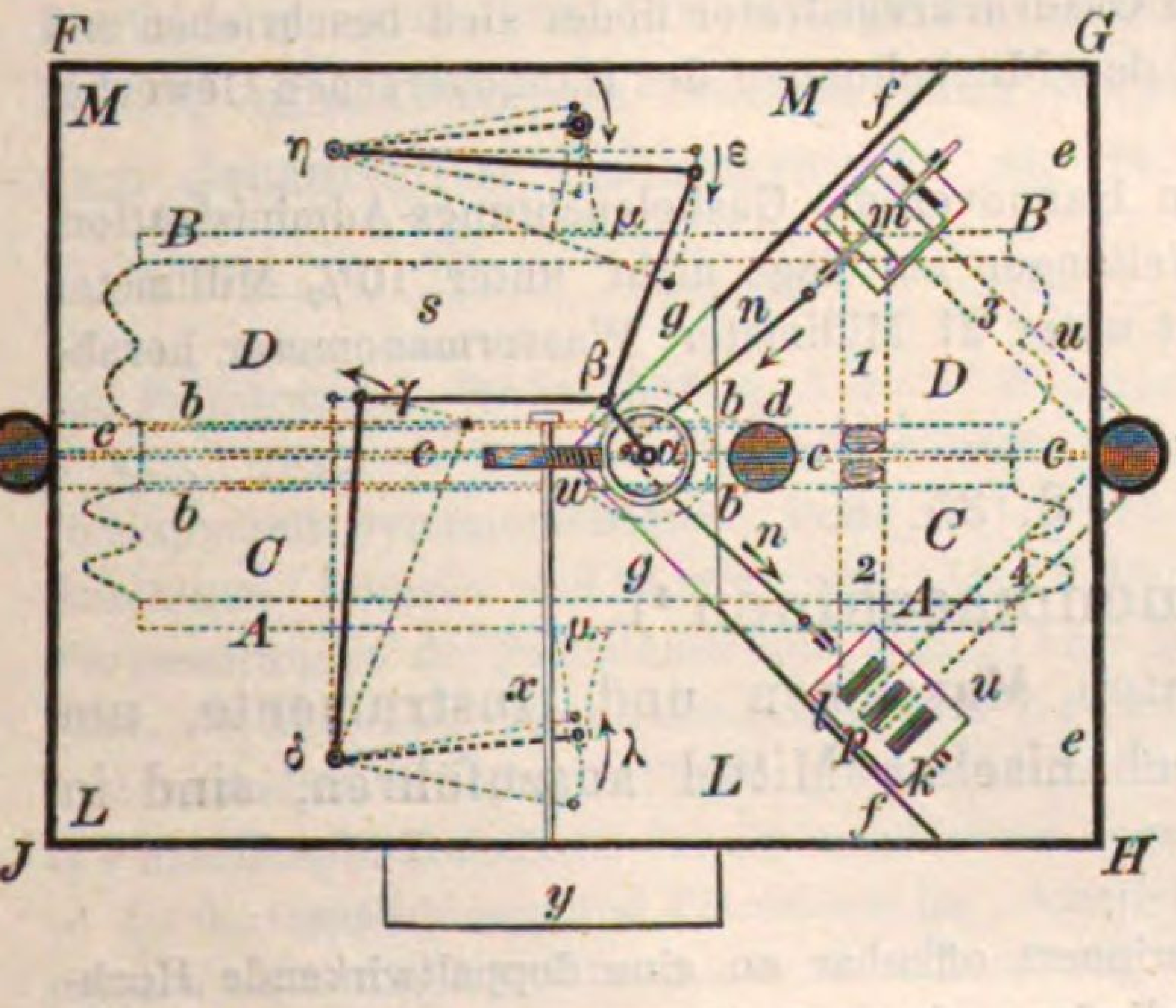


Das zu messende und zu registrirende Leuchtgas wird in dem Rohrstücke *a* der Uhr zugeführt und strömt durch die Rohrfortsetzungen *bb* zur Oeffnung *d*, wo es in einen abgesonderten niedrigen Raum *eeGHffgg* gelangt, der sich in der Horizontalprojection fast in Dreieckform darstellt. Wie in Fig. 96 angegeben, ist dieser dreieckige Raum durch eine feste Platte *h* gedeckt und von den übrigen Räumen der Uhr völlig getrennt. Das in letzterem Raume befindliche Gas findet wieder Auswege in zwei Gruppen viereckiger Canäle *lpk*, deren Durchschnitt in Fig. 98 vergrössert gezeichnet ist. Je nach

der Stellung eines Muschelschiebers *m* gelangt das Gas durch den Canal *l*, beziehungsweise in den Röhren 1 oder 2 fortgehend, in das Innere der Bälge *C* und *D* oder durch den Canal *k* direct niederwärts gehend in die Räume, welche zwischen den beweglichen Scheiben *AA* und *BB* und den festen Umfassungswänden *IH* und *FG* vorhanden sind. Das Abströmen des Gases aus diesen Räumen nach den Zweigröhren *uu* erfolgt allemal durch die mittelste *p* der Schieberöffnungen, wie dies beispielsweise in Fig. 98 dargestellt ist. Der Abfluss des Gases nach den betreffenden Brennern erfolgt endlich durch die aufsteigende Röhre *v*.

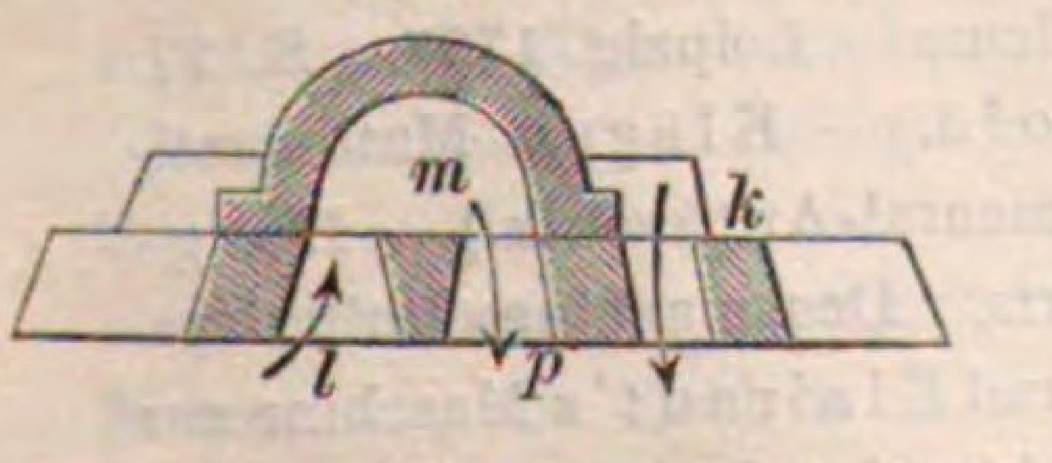
Zum bessern Verständniss der Wirkungsweise aller Theile werde jetzt noch hervorgehoben, dass die in den unteren Räumen befindliche Gasmasse in vier von einander abgesonderte Kammern (*AC*, *BD*, *AL* und *BM*), je eine äussere und eine innere vertheilt ist. Durch die drei Canäle *klp* wird immer von jedem der vier gedachten Räume der eine gefüllt, der andere geleert. Die hierzu erforderliche Bewegung der beiden Muschelschieber *m* (in Fig. 97 nur einer gezeichnet, der andere weggelassen um die erwähnten drei Canäle *l*, *p* und *k* sichtbar zu machen) erfolgt durch Lenker *nn*, die mit einem kleinen Krummzapfen *α* in Verbindung stehen und auf dessen Verticalwelle noch ein zweiter Krummzapfen *αβ* aufgesteckt ist.

Fig. 97.



Gelangt nun das von *a* und *b* kommende Leuchtgas durch die Oeffnung *d* in den geschlossenen Raum *ee ffgg* und *h*, so findet dasselbe durch einen der Canäle *l* oder *k* eine Oeffnung zum Eintritte in das Innere eines der Bälge *C* oder *D* und gleichzeitig in den entgegengesetzten Aussenraum *M* oder *L*. Beim Füllen eines jeden der Bälge, beispielsweise des mit *C* bezeichneten, wird vom Gase ein geeigneter Druck gegen dessen bewegliche Metallscheibe *A* ausgeübt, was eine Ausdehnung des Balges und eine fortschreitende Bewegung der Scheibe *A* nach aussen hin (der Wand *IH* zu) zur Folge hat. Hierdurch wird aber zugleich mit Hülfe eines bei *λλ* an der Scheibe *A* (Fig. 96) befestigten Armes *ψ* eine oscillatorische Drehung der Verticalwelle *δδ* bewirkt, die ihre Bewegung, unter Einschaltung geeigneter Zug- und Schubstangen *δγ* und *βε* (Fig. 97) auf die bereits bemerkten Krummzapfen *β* und *α* und damit weiter auf die Vertheilungsschieber *m* fortsetzt. In Bezug auf letztere ist noch zu beachten, dass

Fig. 98.



die Schieberstangen *nn* (Fig. 97) unter einen rechten Winkel gegen einander gestellt sind und wodurch *α* zu einem zweiwarzigen (doppeltwirkenden) Krummzapfen wird [1]). Zur Transmission der Bewegung von *α* aus auf das Zähl- und Zeigerwerk *y* der Uhr ist auf die Krummzapfenwelle eine Schraube gesteckt, die in ein Rad *w* greift, wodurch die Drehbewegung auf die Welle *x* und so weiter nach *y* fortgepflanzt wird.

Hauptvorzüge der trockenen Gasuhren sind jedenfalls die, dass der erforderliche normale Wasserstand der nassen Gasuhr keine Vorsicht erheischt, beziehungsweise keine Noth macht und im Winter die Sperrflüssigkeit nicht einfrieren kann. Bedenken gegen die trockenen Gasuhren lassen sich in der Zerstörbarkeit des Balgenleders und in dem Undichtwerden sowie in dem nicht richtigen Vertheilen der Schieber *mm* finden.

Zur Zeit ist überhaupt die Frage, welche von beiden Gasuhrgattungen die Vorzüglichste ist, noch nicht als völlig erledigt zu betrachten [2]).

In Hannover ersetzt man jetzt fast alle nassen Gasuhren durch trockene.

Schliesslich möchten wir noch auf die Gasdruckmesser mit Registrirapparaten von Siry Lizars in Paris [3]) und vom Professor Heeren in Hannover aufmerksam machen. Letzterer Gasdruckregistrator findet sich beschrieben und durch Abbildungen erläutert in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins Jahrgang 1871, S. 139.

Beispielsweise garantirt in Hannover die Gasbeleuchtungs-Administration, dass der Druck in den Röhrenleitungen am Tage nicht unter 10½ Millimeter und bei Abend und Nacht nicht unter 21 Millimeter Wassermanometer herabsinkt.

§. 35.

Rechnenmaschinen [4]).

Alle zur Zeit bekannten Maschinen und Instrumente, um Rechnungen mit Hülfe mechanischer Mittel auszuführen, sind in

1) Die ganze Anordnung erinnert offenbar an eine doppeltwirkende Hochdruckdampfmaschine mit zwei Cylindern, deren verlängerte Achsen oder Kolbenstangen zu einander rechtwinklig gestellt sind.

2) Man sehe hierüber Schilling's Journal für Gasbeleuchtung, XI. Jahrgang, 1868, S. 396, ferner Jahrgang XIII, 1870, S. 501 u. XVI. Jahrgang, 1873, S. 519, endlich „The Engeneer“ vom 10. April 1868, S. 259.

3) Armengaud, Publ. industrielle, Vol. V (1847), P. 240.

4) Leupold, Theatrum Arithmetico-Geometricum. Leipzig 1727. S. 27. (Die Maschinen von Leibnitz, Poleni und Leupold.) — Klügel, Mathematisches Wörterbuch. Erste Abtheilung. S. 741. (Instrumental-Arithmetik.) — Borgnis, Traité complet de mécanique appliquée aux arts. Des machines imitatives. §. 693, §. 703. (Arithmetische Maschine Pascal's und Clairaut's Maschine zur Construction höherer Gleichungen.) — Thomas, Machine à calculer nommée arithmomètre. Bulletin de la Soc. d'encouragement. 21e. année. Nov. 1822. P. 355. Pl. 232. (Vervollkommnete Maschine Pascal's.) — Babbage, Ueber Maschinen-

ihrer Thätigkeit entweder auf die sogenannten arithmetischen Grundoperationen beschränkt, oder erstrecken sich auf die Berechnung mathematischer Zahlentafeln, einschliesslich der Lösung gewisser höherer Zahlengleichungen, oder endlich bezwecken sie die Berechnung des Flächeninhalts beliebiger ebener Figuren. In letzterem Falle giebt man ihnen gewöhnlich den Namen Planimeter.

Fast zu allen Zeiten sind Rechnenmaschinen der Tummelplatz scharfsinniger mathematischer und mechanischer Köpfe gewesen, weshalb sich auch unter denen, die sich mit der Auflösung dieses mehr interessanten als wichtigen Problems beschäftigten, Namen vorfinden, die auch sonst Berühmtheit erlangten, wie Pascal (1642), Leibnitz (1673), Poleni (1709), Leupold (1727), Babbage (1828) u. A.

Das Princip, worauf sich die bis jetzt bekannten Rechnenmaschinen gründen, besteht entweder (bei dem gemeinen Rechnen) in der unmittelbaren Nachahmung dessen, wie der Mensch nach dem decadischen Zahlensysteme zu rechnen pflegt, oder es ist

und Fabrikwesen. Berlin 1833, §. 215. — Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 47. S. 441. 1832. — Ernst, Planimeter (nach Gonella) in Morin's Notice sur divers appareils dynamométriques. Paris 1841. P. 32. §. 19. — Dr. Roth's Rechnenmaschinen (Addiren und Subtrahiren). Das Vollkommenste der bis jetzt gemachten Verbesserungen der Pascalmaschine, Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 91. S. 19. 1844. — Mosely, Rechnenmaschine (auf Ernst's Planimeter basirt) für die sechs arithmetischen Grundoperationen. Polytechn. Centralblatt. S. 1458. 1847. — Wetli's Planimeter. Zeitschrift des österreichischen Ingenieurvereins. Jahrg. 1850. S. 49. — Rechnenmaschinen und Planimeter im „Amtlichen Berichte der Zollvereins-Commission über die Londoner Industrie-Ausstellung von 1851". Erster Theil. S. 628. (Besonders wichtig wegen der geschichtlichen Notizen über die Planimeter von Gonella (1825), Wetli, Ausfeld, Hansen etc.) — Maurel und Jayet, Rechnenmaschine. (Für die vier Species, welcher der Preis von 1000 Franken von der Pariser Akademie zuerkannt wurde.) Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 120. S. 100. 1851. — Amsler, Polarplanimeter. Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 140, S. 27 und 321. 1856; ferner Bd. 141, S. 29, 326 und 330. 1856; endlich auch Hannoversches Architekten-Vereinsblatt. Bd. 7. S. 290. — Scheutz (der Schwede), Rechnenmaschine. Mitgetheilt von Dr. Meidinger. Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 156. S. 241 und 321. 1860. Ueber noch neuere Rechnenmaschinen namentlich von Thomas in Colmar, Hoart in Paris, Masseur und Dobesch in Wien, ferner von Peterson in Christiania, von Biringer und Hebetanz in Ofen u. A. berichtet Lippich im Officiellen Oesterreichischen Berichte der Wiener Weltausstellung von 1873 Gruppe XIV, S. 2.

(bei Tabellenberechnungen) die sogenannte Differenzenmethode in Anwendung gebracht[1]), oder endlich es wird (bei Flächenberechnungen) ein Stift benutzt, der auf den Mechanismus der Maschine durch seine Bewegung wirkt, die entweder nach zwei auf einander recht- oder schiefwinkligen Richtungen (Parallelcoordinaten) oder so erfolgt, dass die eine Bewegung fortschreitend, die andere gleichzeitig drehend ist (Polarcoordinaten).

Raum und Zweck machen es unmöglich, hier auf die nähere Beschreibung dieser Maschinen einzugehen, wozu die vorher citirten Quellen dienen können.

Wir reihen daher nur einige Notizen an, welche sich auf die Rechnenmaschinen von Pascal-Roth, Babbage-Scheutz und Thomas beziehen.

Die Roth'sche, zum Addiren und Subtrahiren bestimmte Maschine gleicht der allgemeinen Anordnung nach ganz dem bereits S. 125 beschriebenen und Fig. 71 u. 72 abgebildeten Schäffer und Buddenberg'schen Hubzähler.

Speciell unterscheidet sie sich jedoch einmal dadurch, dass auf jede Sperradachse noch eine besondere Scheibe mit (bei dem Exemplare der polytechnischen Schule 20) gleich weit von einander abstehenden Schubstiften oder Steigradzähnen befestigt sind, wodurch es möglich wird, jede Sperrscheibe für sich allein zu verschieben; ein anderes Mal unterscheidet sie sich darin, dass die gewählte Bezifferung der Zifferblätter eine verschiedene ist (bei dem genannten Exemplare zweimal die natürliche Zahlenreihe von Null bis Neun), sowie, dass endlich auch jede Sperrscheibenachse mit so viel (im erwähnten Exemplare zwei) Schubzähnen versehen ist, dass sich (dem gewöhnlichen Rechnen gemäss) nach je zehn fortgeschobenen Stiften oder Zähnen die daneben stehende Sperrscheibe, welche die nächst höhere Zahlenclasse des decadischen Systems repräsentirt, um eine Einheit selbstthätig verdreht.

Das erwähnte, der polytechnischen Schule in Hannover gehörige Exemplar der Roth'schen Maschine zum Addiren und Subtrahiren von benannten Zahlenwerthen (Thalern, Silbergroschen und Pfennigen) bis zu 999999 (Thalern) hat neun Zählscheiben (nämlich drei für die Pfennige- und Groschenrechnung und sechs andere für die Einer bis Hunderttausender), dabei $15\frac{3}{8}$ Zoll engl. Länge, $2\frac{5}{8}$ Zoll Breite und $\frac{5}{8}$ Zoll Dicke, und gleicht bis auf die Anordnungen zum Subtrahiren der in Dingler's Polytechnischem Journal Bd. 91, Taf. I, Fig. 1 gegebenen Abbildung, welche eine Maschine darstellt, die nur zum Addiren bestimmt ist, dabei aber auch nur acht Zählscheiben enthält.

1) Allgemein besteht das Princip dieser Methode darin, dass fast alle Zahlenreihen, die irgend einen gemeinsamen Charakter besitzen und ein, noch so verwickeltes, Gesetz befolgen, in geringerer oder grösserer Ausdehnung ganz allein durch eine eigenthümliche Anordnung von Addition und Subtraction der Zahlen, welche jeder Tafel zukommen, gebildet werden können.

Die neueste Tabellen-Rechnenmaschine der Herren G. und E. Scheutz in Stockholm ist eine eben so sinnreiche, wie compendiöse Combination von Zählapparaten der vorbeschriebenen Art, mit der ein Mechanismus verbunden ist, wodurch die berechneten Tabellen (durch Stahlstangen in Bleiplatten) für den Druck gleich stereotypirt werden können. Der rechnende Theil besteht aus 15 neben einander vertical stehenden Achsen (Wellen), wovon an jeder 5, also an sämmtlichen Achsen überhaupt 75 [1]) Zählscheiben angebracht sind, die man in fünf Horizontalreihen aufgestellt hat. Die Bewegung der Zählscheiben wird mit Hülfe von Kegelrädern und Stirnrädern von einer ausserhalb liegenden Achse übergetragen, welche durch Handkurbel in Umdrehung versetzt wird. Für den Abdruck sind über der Maschine acht Letterwalzen angebracht etc., hinsichtlich welcher in unserer Quelle (Dingler, Bd. 156, S. 322 u. f.) nachzulesen ist und wobei sich auch eine unvollkommene perspectivische Abbildung der Maschine auf Taf. V daselbst befindet.

Die ganze Maschine nimmt einen Raum ein, der etwa 6 Fuss lang, 2 Fuss hoch und 2 Fuss tief ist, und wird für den Preis von 2000 Pfd. Sterling auf Bestellung geliefert.

Mittelst einer solchen Maschine will ein Ingenieur Gravett bereits eine Reihe nützlicher Tafeln, unter anderen fünfstellige Logarithmen von 1 bis 10000, berechnet, ferner Zahlengleichungen höherer Grade aufgelöst haben, welche rationelle Wurzeln besitzen, etc.

Nach Angaben des Astronomen Airy berechnete Scheutz's Maschine in 1 Stunde 15 Minuten eine Tabelle über Leibrenten und stereotypirte sie in dieser Zeit auch, während allein das Rechnen auf gewöhnlichem Wege 2 Stunden 55 Minuten Zeit erforderte.

Ebenso vermag die Maschine, 15 dem Decimalsysteme angehörige Zifferstellen zu berechnen und zu drucken, sowie auch solche, die in Grade oder Stunden eingetheilt sind.

Die dritte der besonders nennenswerthen Rechnenmaschinen, die vervollkommnete Maschine von Thomas in Colmar [2]) hat nicht, wie die Maschinen von Babbage und Scheutz ausschliesslich die Berechnung von Tabellen zum Zwecke, sondern hilft einem bei weiten allgemeineren Bedürfnisse ab, indem sie vorzugsweise dazu dient, die sogenannten 4 Spezies des gemeinen Rechnens (Addiren, Subtrahiren, Multipliciren und Dividiren) auszuführen [3]) und zwar ungemein rasch, sicher und ohne besondere Anstrengung. Hierin liegt auch der Grund, weshalb man der Maschine den besonderen Namen „Arithmometer“ gegeben hat.

Da hier Raum und Zweck es nicht gestatten, den neuesten Thomas-Arithmometer zu besprechen, dessen theoretische Grundlage nachzuweisen und

1) Babbage's Maschine sollte im Ganzen 126 Zählringe bekommen. Dessenungeachtet scheint die Scheutzmaschine mehr zu leisten.

2) Reuleaux (Prof., Director etc.), „Die Thomas'sche Rechnenmaschine“. Bornemann's Civil-Ingenieur. Bd. 8. (1862). S. 181. Hieraus in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 165 (1862), S. 334.

3) Prof. Toepler's Verfahren der Wurzelausziehung mittelst der Thomas'schen Rechnenmaschine in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleisses in Preussen. 44. Jahrgang (1865), S. 112.

sein Verständniss durch Abbildungen zu erläutern (in welcher Beziehung wir die bereits notirte Reuleaux'sche Abhandlung nicht genug empfehlen können), so bemerken wir nur, dass dieselbe eigentlich nichts anderes ist, als ein erweitertes Zählwerk der vorher (S. 125) besprochenen Art und zwar ein Decimalzählwerk, welches mit einem verlegbaren Decimalschaltgetriebe und einem Wendetriebwerke für die Zifferscheiben versehen ist.

In Frankreich, der Schweiz und auch an einigen Orten Deutschlands [1]) hat dieser Arithmometer sehr viel Beifall, im Allgemeinen aber noch nicht diejenige ausgedehnte Anwendung gefunden, welche er verdient. Vorurtheil und hoher Anschaffungspreis [2]) mögen hauptsächlich hieran Schuld sein.

Von einem sehr guten Exemplare des Arithmometers, welches bei der Direction des Gewerbevereins für die Provinz Hannover benutzt wird, kann Referent berichten, dass sich damit für vier- bis sechsstellige Ziffern so leicht, rasch und richtig multipliciren und dividiren lässt, dass der geübteste Handrechner nicht damit zu concurriren im Stande ist. Trotz mehrjährigen Gebrauchs sind noch keine Reparaturen erforderlich gewesen.

Viertes Capitel.

Waagen [3]).

§. 36.

Zu den allgemein verbreitetsten Maschinen gehören die, welche zur bequemen Vergleichung und Messung von Gewichten dienen und die man mit dem Namen Waagen bezeichnet.

1) Dr. Wild, Ueber Rechnenmaschinen. Vortrag im Polytechn. Vereine zu München etc. (Geschichte und Gegenwart). Kunst und Gewerbe-Blatt f. d. Königreich Bayern. Bd. 43 (1865), S. 79 und S. 135. Ferner: Dr. Junge, Die Thomas'sche Rechnenmaschine (Arithmometer). Polytechn. Centralblatt. Jahrgang 1864, S. 977.

2) Hoart in Paris (Rue du Helder 13) liefert den Arithmometer zum Preise von 150 bis 400 Franken.

3) Gerstner, Handbuch der Mechanik. Prag 1831. Bd. 1. S. 169. — Baumgartner, Die Naturlehre. Supplementband. Wien 1831. S. 46. — Dove, Ueber Maass und Messen. Berlin 1835. S. 149. — Dr. Mohr, Lehrbuch der pharmaceutischen Technik. Braunschweig 1853. S. 327. — Burg, Prechtl's Technologische Encyklopädie. Bd. XX. S. 1. Artikel „Waagen". — Hartig, Theorie der gleicharmigen Waage mit Rücksicht auf die Elasticität des Balkens. Polytechnisches Centralblatt. 1859. S. 1041. — Bornhardt, Ueber eine neu construirte constante Waage. Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 188. 1860. S. 407. — Holzmann, Artikel Waage im Handwörterbuche der reinen und angewandten Chemie Bd. IX, (1864), S. 493. — Carl in seinem Repertorium für Physikalische

Alle zur Zeit bekannten Waagen zerfallen in Hebelwaagen, Federwaagen, Seilwaagen und Senkwaagen, wovon jedoch hier nur die ersten beiden Gattungen betrachtet werden sollen [1]).

Hebelwaagen sind solche, deren Construction sich auf die mechanischen Gesetze des Hebels gründet und von denen man deshalb auch, nach der bekannten Eintheilung doppelarmiger Hebel, in geradlinige, gleicharmige, ungleicharmige und Winkelhebel, beziehungsweise gemeine Waagen (Krämerwaagen), Schnellwaagen und Zeigerwaagen unterscheidet.

Bei den Federwaagen bestimmt man das Gewicht eines betreffenden Körpers aus der Grösse der Formveränderung, welche er an einer elastischen Stahlfeder hervorbringt.

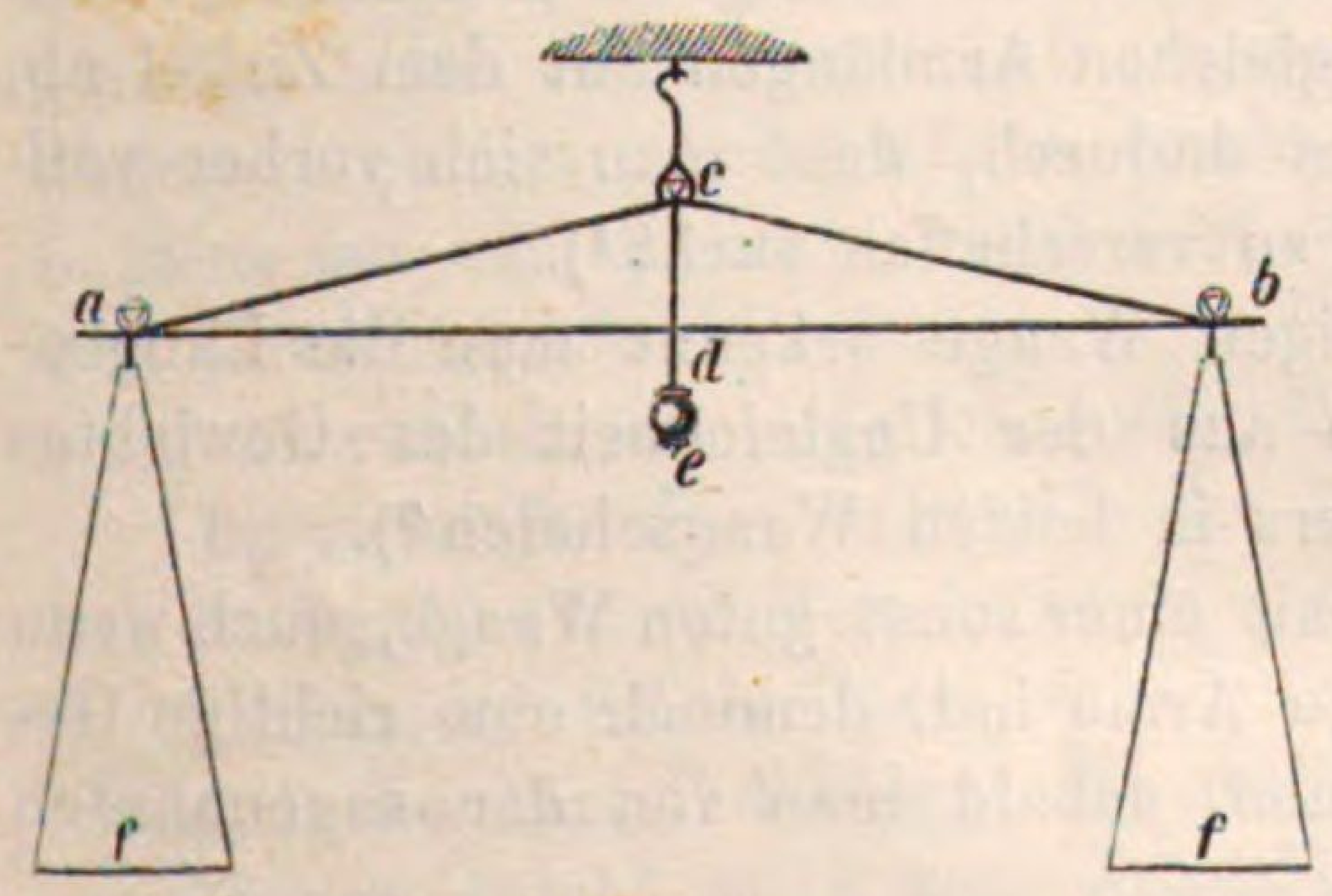
I. Hebelwaagen.

§. 37.

a) Die gleicharmige Balkenwaage oder die gemeine Waage.

Die gemeine Waage (Fig. 99) besteht aus einem doppelarmig gleicharmigen Hebel $abcd$, der sich um eine Achse c seiner Mitte dreht, während an den von c gleich weit abstehenden Enden a und b Schalen f aufgehangen sind, wovon die eine zur Aufnahme des abzuwägenden Körpers dient, die andere für die erforderlichen Gegengewichte bestimmt ist. Ein mit der Mitte des Balkens fest verbundenes, gehörig weit herabgehen-

Fig. 99.



Technik, Bd. I, S. 7, „Abhandlung über die Waage.“ Ferner ebendaselbst, Bd. III: Zwei Artikel von Paul Bunge in Hamburg, der erste S. 269 unter der Ueberschrift „Neue Construction der Waage“ und der zweite S. 382 unter der Ueberschrift „Analytische Waage.“

Ausserdem sind die amtlichen Berichte über die Wiener Weltausstellung von 1873 von Dr. v. Jolly in München und Professor Lippich in Prag zur Orientirung im betreffenden Fortschrittsgebiete zu empfehlen. Jolly's Arbeit ist abgedruckt im II. Bande, S. 11 des deutschen amtlichen Berichtes. Lippich's Arbeit findet sich im österreichischen officiellen Ausstellungsberichte, Heft 60, Gruppe XIV, Section 1 und 2.

1) Ueber Seilwaagen sehe man u. a. des Verfassers „Grundzüge der Mechanik etc.“ §. 91; über Senkwaagen u. a. dessen „Hydromechanik“, S. 86.

des Gewicht e dient zum entsprechenden Tieferlegen des Schwerpunktes des Balkens, so wie ein nach oben (wie ck Fig. 100) oder nach unten (wie n Fig. 101 und 102) von c ausgehender Zeiger (Zunge) die Bestimmung hat, den horizontalen Stand des Waagbalkens und seine Schwingungen (das Ausschlagen) gehörig beurtheilen zu können.

An jede gute Waage macht man hauptsächlich drei Forderungen:

1) dass sie richtig sei, d. h. dass man durch einfache Wägung die Gleichheit oder das Verhältniss zweier Gewichte constatiren kann;

2) dass sich der Waagbalken beim Abwiegen in horizontale Lage einstelle;

3) dass sie Empfindlichkeit besitze, d. h. dass sich der horizontale Stand durch kleine Gewichtsunterschiede merklich ändere.

Um der ersten Anforderung entsprechen zu können, müssen sich beide Hebelarme an Material, Länge und sonstigen Dimensionen einander völlig gleichen, d. h. sie müssen symmetrisch sein. Bei einer neu anzufertigenden Waage misst man jedoch nicht die herzustellenden gleichen Armlängen mit dem Zirkel ab, sondern man erreicht dies dadurch, dass man sich vorher vollkommen gleiche Gewichte zu verschaffen sucht [1]).

Bei einer bereits fertigen Waage erkennt man die Längenverschiedenheit der Arme aus der Ungleichheit des Gewichtes eines und desselben Körpers in beiden Waagschalen [2]).

Uebrigens lässt sich mit einer sonst guten Waage, auch wenn sie nicht völlig gleich lange Arme hat, dennoch eine richtige Gewichtsbestimmung vornehmen, sobald man von der sogenannten

1) Gerstner a. a. O. §. 167 und Carl, Repertorium etc., Bd. 1 (1866), S. 26.

2) Ist W das Gewicht der Waare, a die Länge des einen, b die des anderen Armes und wiegt die Waare in der einen Schale P, in der anderen aber Q, so hat man:

$$P : W = a : b \text{ und}$$
$$W : Q = a : b, \text{ daher}$$
$$P : W = W : Q, \text{ also } W = \sqrt{PQ}.$$

Wiegt sonach eine Waare in der einen Schale 100 Kilogr., in der anderen 81 Kilogr., so erhält man hiernach ihr wirkliches Gewicht zu $W = \sqrt{8100} = 90$ Kilogr. Das arithmetische Mittel hätte das Gewicht der Waare zu $\frac{81 + 100}{2} = 90\frac{1}{2}$ Kilogr., d. h. um $\frac{1}{2}$ Kilogr. zu gross angegeben.

doppelten Wägung (Borda's) Gebrauch macht. Zu diesem Ende bringt man den zu wägenden Körper in die eine der beiden Waagschalen und in die andere sogenannte Tara, Hagel, Sand oder andere kleine Körper, bis der horizontale Stand des Balkens durch Einspielung der Zunge oder des Zeigers erkannt wird. Hierauf entfernt man den abzuwägenden Körper von seiner Waagschale und ersetzt ihn derartig durch richtige Gewichtsstücke, dass mit der Schale, worauf die bemerkte Tara unverändert liegen blieb, abermals der Gleichgewichtszustand eintritt.

Der zweiten Anforderung, welche man an eine gute Waage macht, dass sie sich bei der Belastung mit gleichem Gewicht von selbst horizontal stellt, wird einfach dadurch genügt, dass man den Schwerpunkt der Waage (den gemeinschaftlichen Schwerpunkt des Balkens, der Schalen und Zubehör) weder in noch über die Drehungsachse, sondern etwas unter dieselbe legt, weil nur im letzteren Falle die aus ihrer Gleichgewichtslage gebrachte Waage von selbst in diese (nach mehreren pendelartigen Schwingungen) zurückkehrt.

Die dritte Eigenschaft einer guten Waage, die Empfindlichkeit, erreicht man dadurch, dass man ihr lange Arme giebt, die Abstände des Schwerpunktes von der Drehachse und von der geraden Linie, welche die Aufhängepunkte der Schalen mit einander verbindet, recht klein macht, das Gewicht des Waagebalkens auf ein Minimum herabzieht, die Summe der abzuwägenden Gewichte (verhältnissmässig) nicht gross nimmt und die Reibung so viel als nur möglich entfernt.

Ist man überdies im Stande den Drehpunkt c in die Verbindungslinie ab der beiden Schalenaufhängepunkte zu bringen, so erhält man nicht nur die empfindlichste Waage, sondern die Empfindlichkeit ist gleichzeitig von der Belastung der Waage (nicht aber vom Ausschlagegewichte) unabhängig [1]).

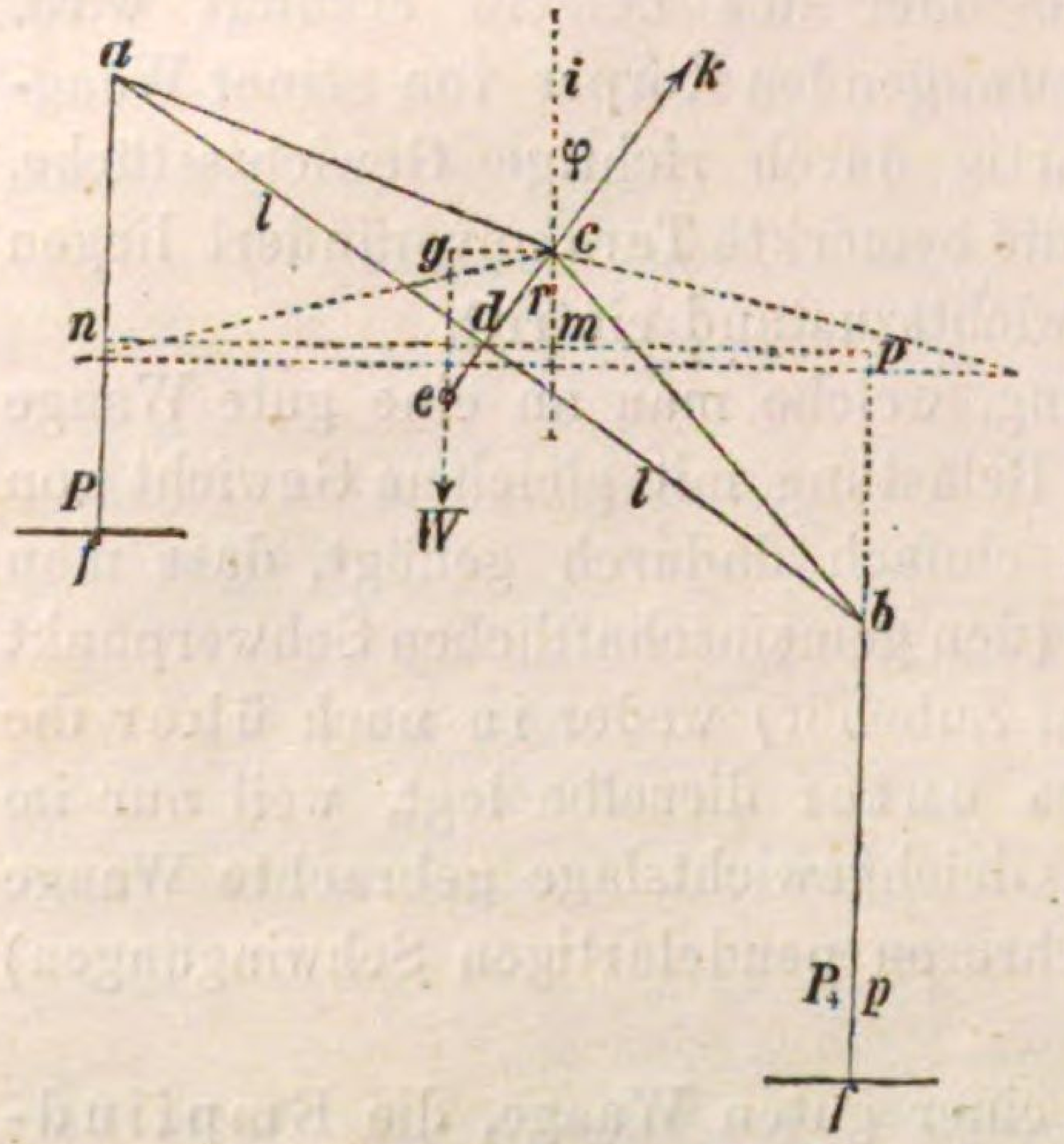
Um, wie gefordert, die Reibung der Waage so viel als möglich herabzuziehen, hängt man Balken und Schalen mittelst sogenannter Messerschneiden (dreickiger Achsen) in Unterlagen,

1) Dass die Empfindlichkeit einer Waage von den erwähnten Bedingungen abhängig ist, lässt sich am kürzesten durch nachstehende einfache Rechnung erweisen:

Es sei P das gleiche Gewicht, womit man beide Waagschalen des Balkens belasten muss, um dessen horizontalen Stand herbeizuführen, p das Zulage- oder

Pfannen, auf, die eine ebene Fläche bilden. Dabei ist jedoch erforderlich, dass man den Winkel der Messerschneide und Pfanne nicht zu spitz nimmt, weil sonst die Abnutzung befördert wird,

Fig. 100.



Ausschlaggewicht der einen Seite, demzufolge die Waage in die Fig. 100 gezeichnete Lage kommt. Ferner sei l die Armlänge der Waage, w ihr Balkengewicht, $cd = r$ die Entfernung des Drehpunktes c von der Geraden ab durch die Aufhängepunkte und $\overline{ce} = a$ der Abstand des Schwerpunktes des Balkens, von derselben Drehachse c, sowie endlich φ der sogenannte Ausschlagwinkel ick.

Nach bekannten Gesetzen vom Hebel erhält man dann für die Gleichgewichtsbedingung:

$$1) \ldots P.\overline{mn} + w.\overline{gc} = (P+p)\,\overline{mp}.$$

Da aber $\overline{mn} = \overline{nd} + \overline{dm} = l \cos.\varphi + r \sin.\varphi$, $\overline{mp} = \overline{dp} - \overline{dm} = l \cos.\varphi - r \sin.\varphi$ und $\overline{gc} = a \sin.\varphi$ ist, so folgt aus 1):

$$P(l \cos.\varphi + r \sin.\varphi) + w.a \sin.\varphi = (P+p)(l \cos.\varphi - r \sin.\varphi), \text{ d. i.:}$$

$$\text{I.} \ldots tg.\varphi = \frac{pl}{(2P+p)r + wa}, \text{ oder für } r = \text{Null:}$$

$$\text{II.} \ldots tg.\varphi = \frac{pl}{wa}.$$

Vorstehende Rechnungen setzen voraus, dass zwischen Pfannen und Zapfen keine Reibung stattfindet. Da letztere immer vorhanden ist, so fällt in Wirklichkeit der Ausschlagwinkel etwas kleiner aus.

Aus vorstehenden Sätzen hat man vielfältig geschlossen, man müsse für eine empfindliche Waage einen langen Waagbalken nehmen. Dies ist aber nicht richtig, da bei gleicher Tragfähigkeit das Gewicht des Balkens schneller wächst, als die Länge des Balkens. Man hat also im Gegentheil den Waagbalken so kurz zu nehmen, als dies das Volumen der zu wägenden Körper erlaubt. Eine solche kurzarmige und leichte Waage wird empfindlicher sein und ein schnelleres Wägen gestatten. Nach Wissen des Verfassers hat Holzmann (a. a. O. S. 495) zuerst auf diesen Umstand aufmerksam gemacht, während Bunge in Hamburg zuerst derartige Waagen mit Erfolg ausführte. Abbildungen der Bunge'schen analytischen Waagen finden sich in Carl's Repertorium, Bd. III, Tafel XXIII. Jolly (a. a. O. S. 13) macht über die Waagen mit kurzen Armen folgende richtige Bemerkungen. „Waagen mit kurzen Balken haben aber der kleineren Trägheitsmomente halber eine kürzere Schwingungsdauer, sie stellen sich rascher ein und kürzen die Zeit der Wägungsarbeit bedeutend ab. Man muss aber beachten, dass diese Abkürzung nur auf Kosten der Genauigkeit gewonnen wird. Denn wenn

weshalb bei Waagen für grosse Gewichte diese Winkel selten weniger als 90 Grad betragen und bei den feinsten Waagen nicht wohl unter 30 Grad [1]).

Selbstverständlich ist ferner, dass die Messerschneide eine gerade Linie bilden muss. Das Material guter Schneiden und Pfannen ist gewöhnlich gehärteter Stahl, in manchen Fällen lässt man jedoch auch die Schneiden auf Edelsteinflächen schwingen.

Gerstner und Mohr [2]) rathen der möglichen Fehler wegen, welche bei krummen Messerschneiden entstehen können, die Schneiden der Achsen in zwei Spitzen zu verwandeln und dabei für ganz feine Waagen die Lager von Diamant oder Rubin zu machen.

Eine noch andere Methode, die Reibung herabzuziehen, wurde nach unserem Wissen zuerst vom Herrn Professor W. Weber in Göttingen ausgeführt und angegeben. Es besteht diese darin, den Balken mittelst Stahlfedern aufzuhängen, also dessen Reibung völlig zu entfernen und als alleinigen Widerstand den einzuführen, welchen die Elasticität der Federn erzeugt. Die Fig. 101 und 102 sind Skizzen einer solchen vom Herrn Inspector Meyerstein für die Maschinen-Modellsammlung der polytechnischen Schule in Hannover verfertigten Waage.

Der Balken *d* bildet hier der Einfachheit und Wohlfeilheit wegen ein fast gerades Stück Schmiedeeisen, das in seiner Mitte an einem Bügel *b* befestigt und mit diesem an zwei Federn *a* (Fig. 102) aufgehangen ist. Zur Aufhängung der Schalen *m* und deren Rahmen *l* hat man primär ebenfalls Stahlfedern *g* benutzt, secundär aber eine Bügelanordnung *i* angebracht, mit welcher Tragstücke *h* und *k* für Spitzen gehörig lose verbunden sind, wodurch überhaupt

die Empfindlichkeit auch dieselbe ist, so ist dies nicht in Betreff der Richtigkeit der Fall. Jeder Fehler in den Prismenschneiden, welche die Drehungsachsen bilden, und jede Abweichung in der Parallelität der Schneiden, die in mathematischer Genauigkeit doch nie zu erreichen ist, tritt in dem Verhältnisse, wie die Balken kürzer werden, störender entgegen. Bei chemischen Untersuchungen ist in vielen Fällen eine Genauigkeit der Gewichtsbestimmung bis auf 1 und 2 Milligramm hin ausreichend. In diesen Fällen werden gerade die Waagen mit kurzen Hebelarmen die rechten Dienste leisten."

Endlich sehe man hierüber noch Prof. Voit's Abhandlung „Ueber die Waagen der Wiener Weltausstellung" im bayerischen Industrie- und Gewerbeblatte, Jahrgang 1874, S. 71 ff.

1) Ueber die Nachtheile cylindrischer Achsen und Pfannen handelt Gerstner a. a. O. §. 172.

2) Gerstner a. a. O. S. 178 und Mohr in Poggendorff's Ann. der Physik, Bd. XXV, S. 264. Man sehe hierüber auch Carl in seinem Repertorium, Bd. 1, S. 7 ff.

eine freie Bewegung nach allen Seiten erreicht und ein möglicher schiefer Zug der Federn vermieden werden soll.

Derartige Waagen eignen sich besonders für grosse Belastungen, um beim Abwägen kleine Differenzen mit Leichtigkeit bemerken zu können.

Eine grosse Beschränkung dieser Waagen liegt jedoch in der unumgänglichen Anforderung, die Gewichte auf bestimmte (gewöhnlich durch Kreise bezeichnete) Stellen der Schalen *m* setzen zu müssen, weil man sonst unter ganz gleichen Umständen verschiedene Resultate erhält.

Sonstige in Fig. 101 angedeutete Mechanismen kommen, mehr oder weniger verändert, auch bei anderen, feineren Waagen (chemische Waagen, Probirwaagen, Control- und Justirwaagen etc.) vor; so z. B. die Scheiben *f* zum

Fig. 101.

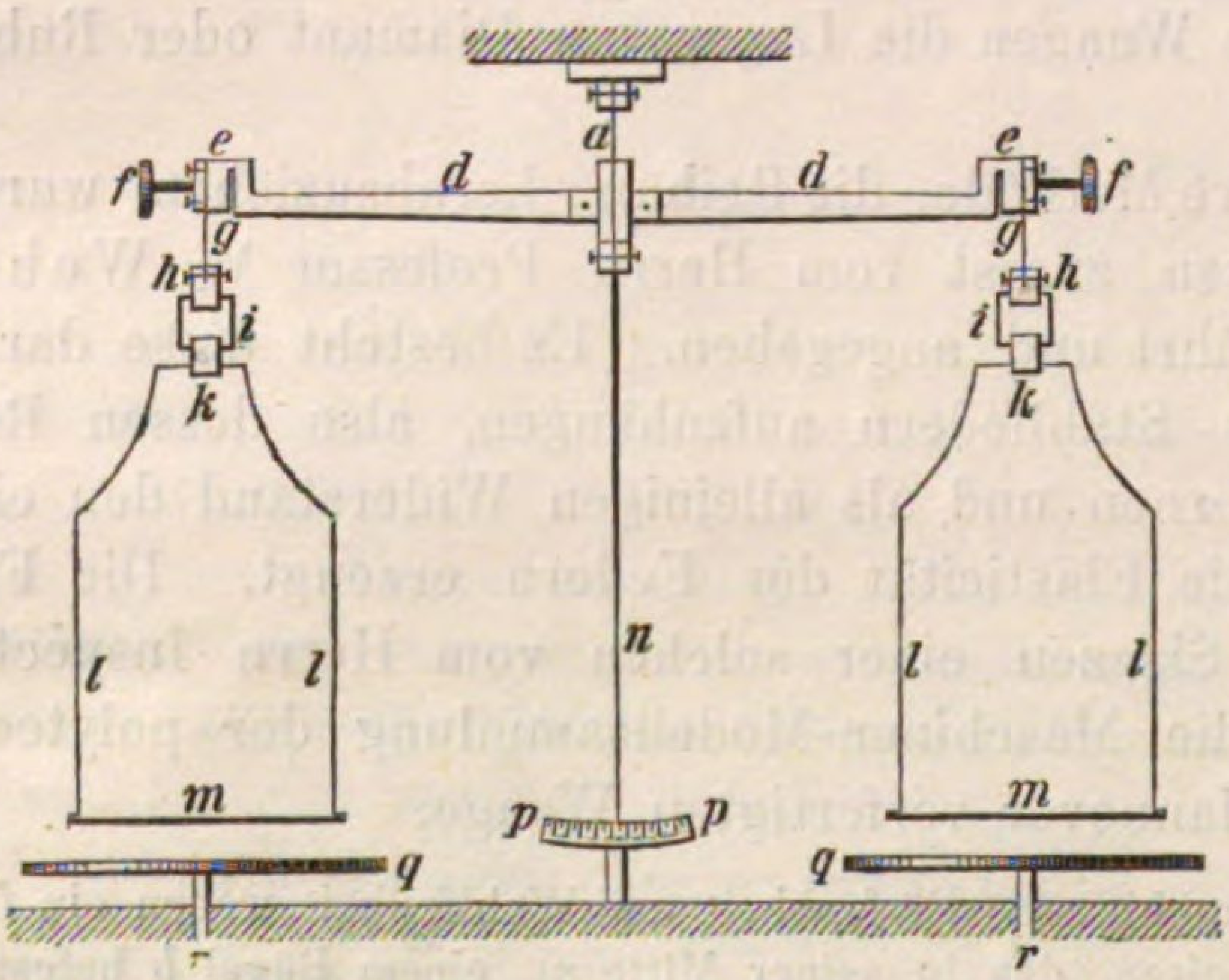
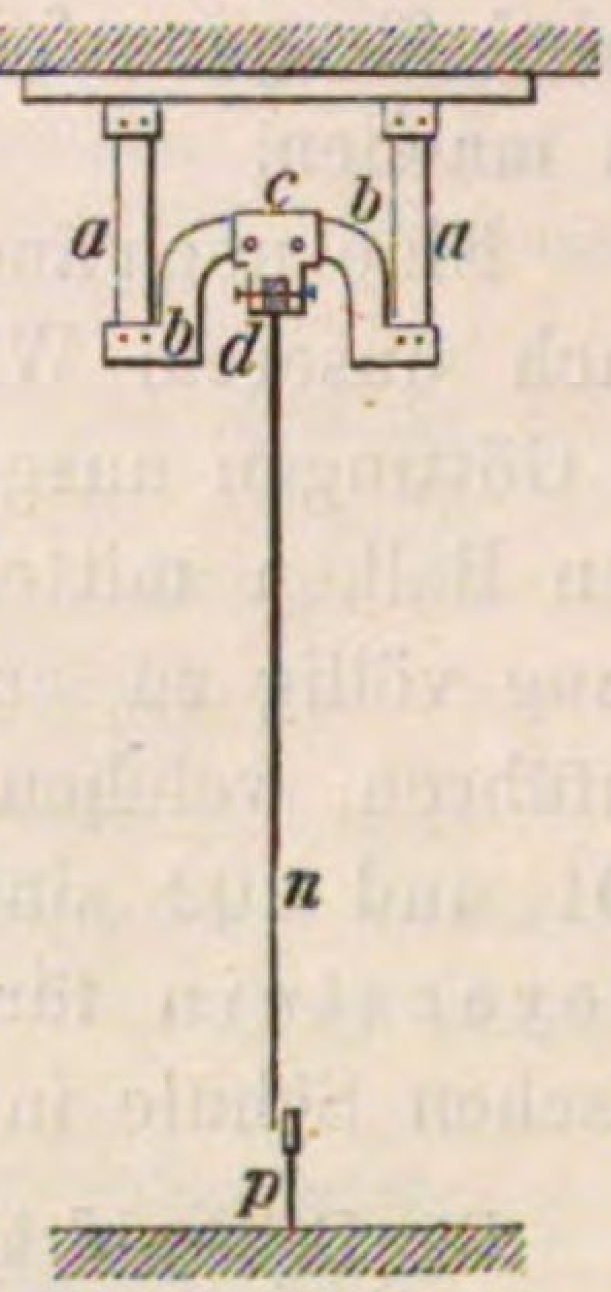


Fig. 102.



Justiren des Gewichtes von Balken und Schalen, eine Laufmutter auf der bei *f* sichtbaren Schraube, oder gebogene Drahtstückchen, sogenannte Reiter, um die Armlänge corrigiren zu können, ein Zeiger *n* mit Scala *pp*, kleine Tischchen *q*, die durch Führungsstäbchen *r* zu heben und zu senken sind, auf denen die Waagschalen beim Nichtgebrauche ruhen etc. Die sogenannte Arretirung (um die Schneiden, Pfannen und Federn der Waage beim Auflegen der Gewichte und bei der Nichtbenutzung von dem sonst vorhandenen Drucke befreien oder lüften zu können) ist in unserer Skizze weggelassen, und werde in dieser Beziehung nur allgemein erwähnt, dass fast alle derartigen Feststellungen hauptsächlich nach zwei Methoden erfolgen, entweder dadurch, dass die Pfannen stehen bleiben, die Waage ausgehoben und auf zwei Arme gelegt, die Mitte aber von einer rahmenförmigen Schale aufgenommen wird; oder, dass man den Waagebalken stehen lässt und die Lager herabbewegt.

In Bezug auf die vielfachen hierher gehörigen Detailerörterungen, Constructionsschlauheiten etc., sowie auf Herstellung möglichst leichter Balken nach dem Systeme gesprengter, in die Dreiecksform gestellter Stäbe u. dergl. m. muss auf die vorcitirten Quellen verwiesen werden, wo alle diese Gegenstände mit gehöriger Vollständigkeit und Gründlichkeit erörtert werden [1]).

1) Besonders schöne Abbildungen, wie sie der Constructeur bedarf, giebt Burg a. a. O., namentlich von den zu chemischen und physikalischen Untersuchungen bestimmten Waagen des Mechanikers Kusche in Wien.

Anmerkung 1. Den Empfindlichkeitsgrad einer Waage beurtheilt man sehr oft durch Angabe des echten Bruches (Empfindlichkeitsquotienten), welcher das geringste, noch einen merklichen Ausschlag gebende Gewicht zum Zähler und das Gewicht der Belastung zum Nenner hat. Offenbar ist die Waage um so empfindlicher, je kleiner dieser Bruch ist.

Ebenso leuchtet ein, dass bei Waagen, worauf grosse Lasten abzuwägen sind, ein Ausschlag erst bei grösseren Gewichtsunterschieden erfolgt, während bei Waagen, welche für kleine Belastungen bestimmt sind, viel geringere Gewichtsunterschiede angegeben werden können.

So ist eine Waage, worauf Lasten bis zu 500 Kilogr. abgewogen werden, schon ausgezeichnet, wenn sie bei diesem grössten Gewichte noch durch Zulegung von 20 Gramm einen merklichen Ausschlag giebt, so dass der Empfindlichkeitsquotient der einseitigen Belastung $\frac{1}{2500}$ ist.

Dagegen verlangt man bei den sogenannten analytischen Waagen der Chemiker gegenwärtig, dass, wenn sie in jeder Schale (als höchstes Gewicht ohne nachtheilige Biegung des Balkens) 1 Kilogr. tragen, ein Zulagegewicht von 1 Milligr. noch einen hinlänglich sichtbaren Ausschlag giebt, wonach der Empfindlichkeitsquotient der einseitigen Belastung $\frac{1}{1\,000\,000}$ oder der Totalbelastung $\frac{1}{2\,000\,000}$ beträgt.

Die Waage des englischen Capitains Kater, womit derselbe (1825) das englische Bushelmaass (Scheffelmaass) rectificirte, war für eine Gesammtbelastung von 500 Pfd. (ein avoir-du-poids-Pfund = 7000 Gran) construirt und gab bei 1 Gran Zulagegewicht an der 50 Zoll langen Zunge noch einen Ausschlag von $\frac{1}{20}$ Zoll [1]), welches einem Empfindlichkeitsquotienten von $\frac{1}{3\,500\,000}$ der Totalbelastung entspricht.

Zur Londoner Industrie-Ausstellung von 1851 hatte der dortige Mechaniker Oertling (Bruder des Berliner Mechanikers) u. a. eine Waage eingesandt, welche bei 56 Pfd. (= 28 Kilogr.) in jeder Schale noch einen sehr sichtbaren Ausschlag gab, wenn man ein Zulagegewicht von 1 Centigr. aufbrachte, wonach sich ein Empfindlichkeitsquotient $= \frac{1}{5\,600\,000}$ ergiebt [2]).

Bianchi in Paris lieferte zur Industrie-Ausstellung von 1855 sogar zwei Waagen, wovon eine für 2 Kilogr. Totalbelastung schon bei $^1/_{10}$ Milligr. Belastung sichtbar ausschlug, die andere für 40 Kilogr. Belastung bei 5 Milligr. [3]). Hiernach beträgt der Empfindlichkeitsquotient der ersteren Waage: $\frac{1}{20\,000\,000}$, der letzteren: $\frac{1}{8\,000\,000}$.

1) Burg a. a. O. S. 19 nach den „Philosophical Transactions for 1826."

2) Amtlicher Bericht über die Industrie-Ausstellung aller Völker zu London, von einer Commission der Zollvereins-Regierungen erstattet. Berlin 1851. Erster Theil, S. 806.

3) Bericht über die allgemeine Agricultur- und Industrie-Ausstellung zu Paris im Jahre 1855, nach den Arbeiten und Materialien der österreichischen Berichterstatter und Jurymitglieder, 21. Heft, 8. Cl., S. 41.

Zur Wiener Ausstellung von 1873 hatte Schickert in Dresden eine mächtige Präcisionswaage eingesandt, die bei 1 Kilogr. einseitiger Belastung noch $^1/_{50}$ Milligr. Ausschlag gegeben haben soll, wonach der Empfindlichkeitsquotient der einseitigen Belastung $\frac{1}{50\,000\,000}$ und der der Totalbelastung $\frac{1}{100\,000\,000}$ betragen haben würde [1]).

Anmerkung 2. Es mag jetzt noch einiger Waagen für ganz besondere Zwecke gedacht werden.

Hierher gehören u. a. die automatischen Münzwaagen, von W. Cotton, Director der englischen Bank, ersonnen, um in rascher Reihenfolge leichte Goldmünzen (Sovereigns) von vollwichtigen zu trennen. (Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 91, 1844, S. 18.) Ausführlichere Auskunft über Cotton's automatische Münzwaagen giebt Dumas mit schönen Abbildungen begleitet im Bulletin de la société d'encouragement, 69e année (1870), P. 187, Pl. 435. Auf der Wiener Weltausstellung von 1873 producirte Seyss in Atzgersdorf eine ähnliche Münzplatten-Sortirmaschine, welche Professor Hartig im deutschen amtlichen Berichte, Gruppe XIII, S. 125 ff. ausführlich beschrieben und durch Abbildungen erläutert hat. Weiteres über Seyss' Maschine befindet sich im officiellen österreichischen Ausstellungsberichte unter Gruppe XIV, Heft LX, S. 19. Diesen Waagen in mehrfacher Beziehung ähnlich sind die Waagen von Séguier in Paris, um für Münzwerkstätten Wägung und Sortirung der aus den Zainen geschnittenen Platten (in zu schwere, richtige und zu leichte) vorzunehmen, wovon sich Beschreibung und Abbildung im Polytechnischen Centralblatte von 1858, S. 1533 vorfindet.

Weiter verdienen die Goldlegirungswaagen des Mechanikers Oechsle in Pforzheim Erwähnung, mit deren Hülfe sich ohne alle Rechnung Gold- und Silberlegirungen bis auf $^1/_{16}$ Karat genau und bequem ausmitteln lassen. Man sehe hierüber Dingler's Polytechn. Journal Bd. 67, S. 262 und das Kunst- und Gewerbeblatt des polytechnischen Vereins für das Königreich Bayern, Bd. 16, S. 265.

Anmerkung 3. Mancherlei Bequemlichkeitsrücksichten haben eigenthümliche Gattungen von Waagen hervorgerufen, welche auf das Princip des doppelarmig gleicharmigen Hebels basirt sind und hier noch erwähnt werden sollen.

So sah man schon früher bei den Londoner und Pariser Fleischverkäufern, Bäckern, Conditoren und in vielen Materialhandlungen Waagen, wobei die Balken unter den Schalen angebracht sind und wobei die oft lästigen Schnüre oder Ketten zum Aufhängen der Schalen wegfallen, weshalb man sie auch oberschalige Waagen zu nennen pflegt. Die älteren Constructionen dieser Waagen litten aber an grossen Mängeln. Einerseits war die Empfindlichkeit eine beschränkte, anderseits machten sich Schwankungen in den Gewichtsangaben geltend, je nachdem die Last in die Mitte der Schalen oder mehr dem Rande zu aufgesetzt wurde. Diese Unsicherheit in der Abwägung war daher

1) Dr. Jolly a. a. O. S. 12. Ueber die gesetzliche Eichung und Fehlergrenze der Waagen sehe man den Nachtrag Nr. 6 am Ende dieses Bandes.

auch oft Ursache, dass derartige Waagen nicht zur Eichung zugelassen wurden [1]).

Die in Fig. 103 bis 106 dargestellte Construction ist frei von den gerügten Mängeln und zeigen diese Waagen die gleiche Zuverlässigkeit wie die gewöhnlichen gleicharmigen Balkenwaagen, weshalb sie auch eichfähig

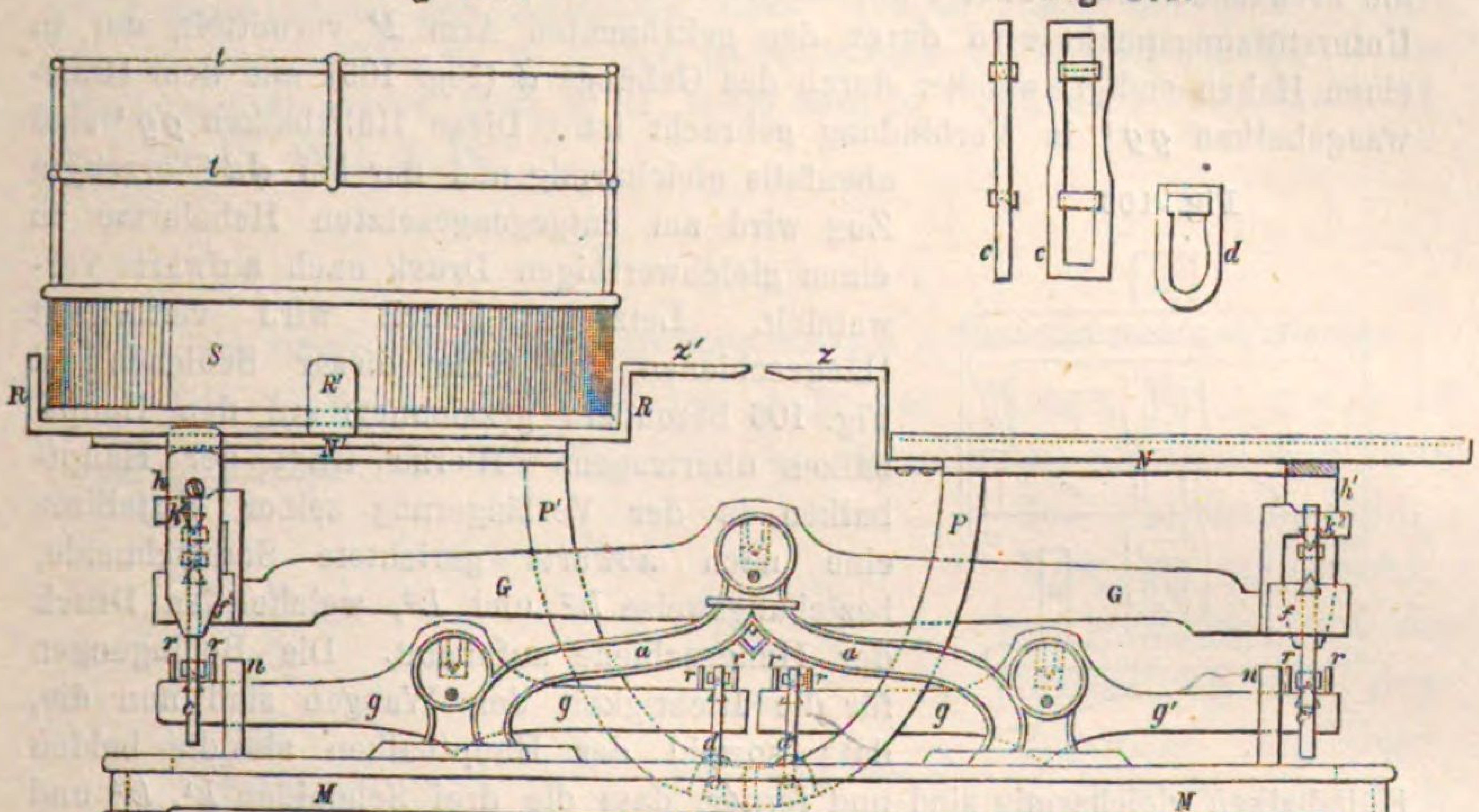
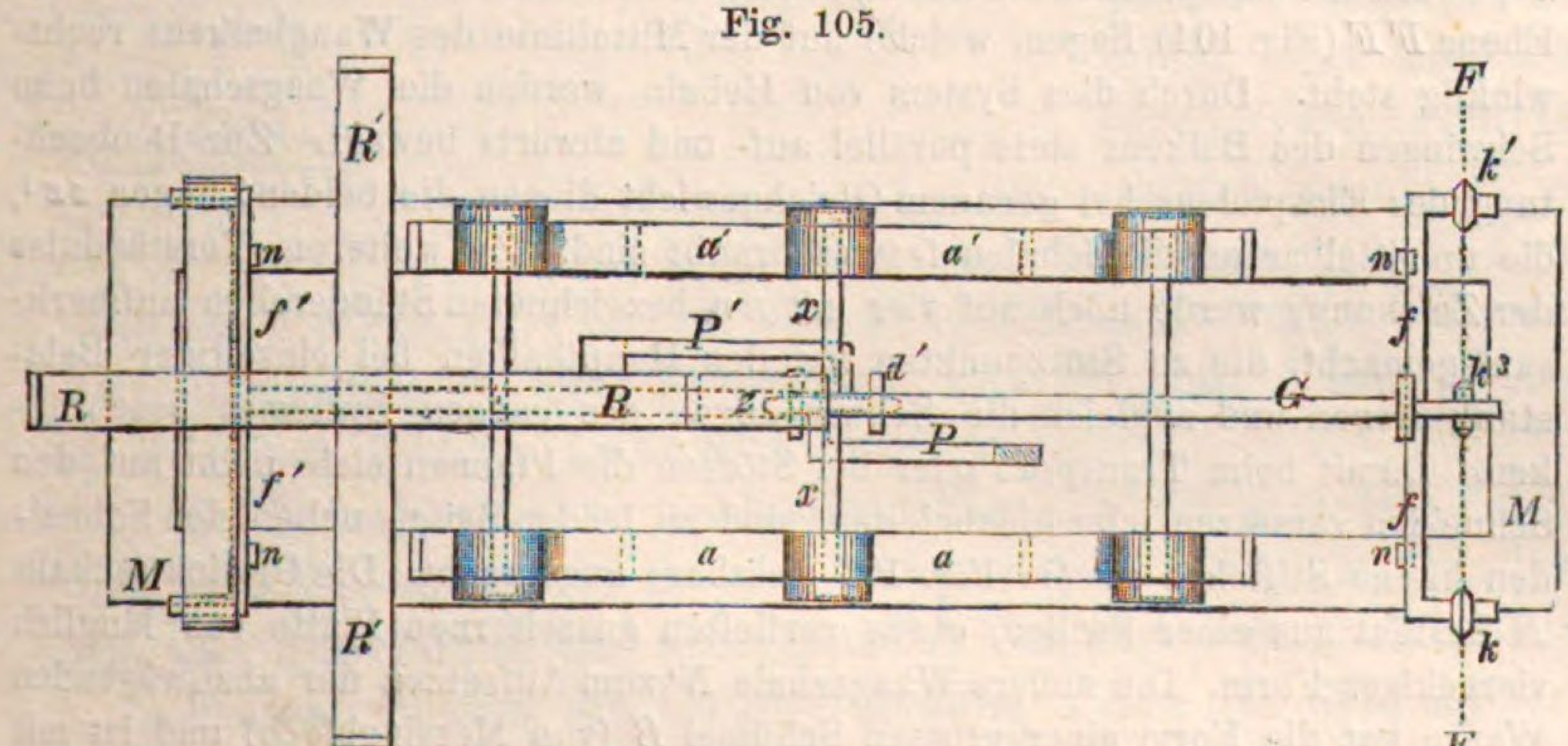


Fig. 103. Fig. 104.

Fig. 105.



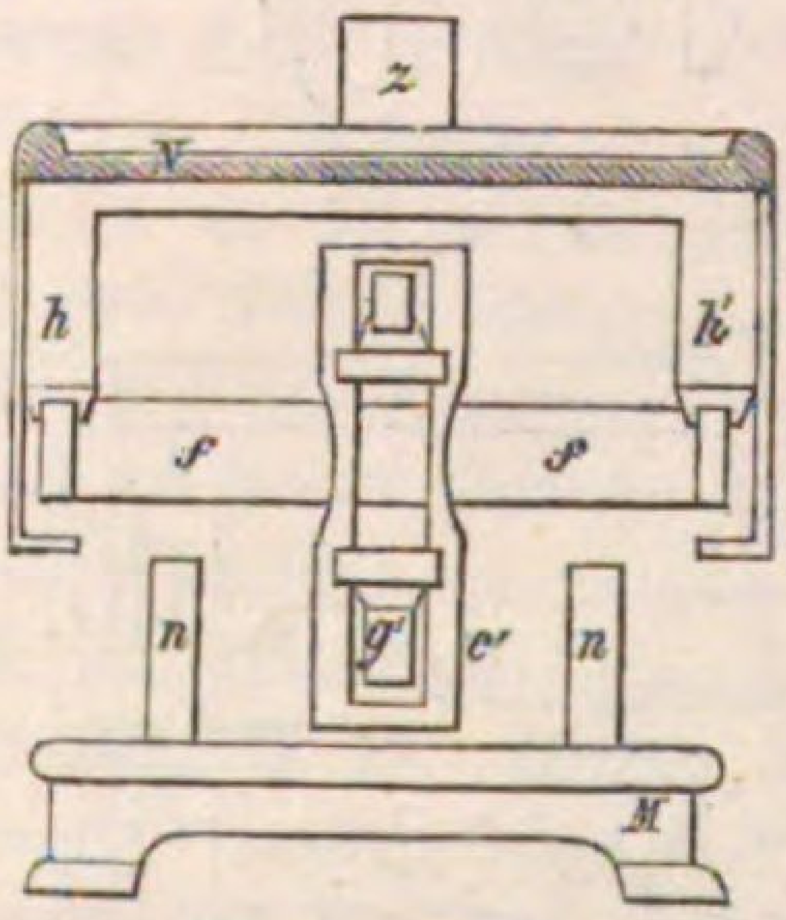
sind. Diese Gattung von oberschaligen Balkenwaagen wurde 1867 dem Fabrikanten Pfitzer in Oschatz (Königreich Sachsen) patentirt [2]).

1) Die Maass- und Gewichtsordnung für den Norddeutschen Bund vom 17. Aug. 1868 schreibt in §. 36 (Beilage zu Nr. 32, Eichordnung) vor: „Dass oberschalige Waagen nur zulässig sind, wenn trotz einer Verschiebung des Gewichtes oder der Last auf verschiedene Stellen ihrer Waageschalen eine verschiedene Angabe nicht erfolgt, und wenn eine nicht ganz horizontale Aufstellung eine unrichtige Angabe nicht zur Folge hat."

2) Polytechn. Centralblatt. Jahrgang 1867, S. 1534. Eine andere nicht

Auf Lagerböcken aa^1 eines gusseisernen Gestelles *MM* ruht mittelst der Achse *xx* der Hauptbalken *GG*, letzterer ist gleicharmig und endet beiderseits in Gabeln *ff* und $f^1 f^1$, welche letztere zur Aufnahme der Endschneiden dienen. In der einen Hälfte des Grundrisses Fig. 104 sieht man diese Schneiden in kk^1 frei liegen, da die Gewichtsschale *N* abgenommen gedacht ist und die kreuzenden Stäbe RR^1, worauf die Schale ruht, entfernt sind. Ein dritter Unterstützungspunkt wird durch den gekrümmten Arm *P* vermittelt, der in einen Haken endigt, welcher durch das Gehänge *d* (Fig. 106) mit dem Hülfswaagebalken gg^1 in Verbindung gebracht ist. Diese Hülfsbalken gg^1 sind ebenfalls gleicharmig und der bei dd^1 erzeugte Zug wird am entgegengesetzten Hebelarme in einen gleichwerthigen Druck nach aufwärts verwandelt. Letzterer Druck wird vermittelst Hängeschienen cc^1 (eine dieser Schienen ist Fig. 106 besonders gezeichnet) auf den Hauptbalken übertragen. Hierzu trägt der Hauptbalken in der Verlängerung seiner Mittellinie eine nach abwärts gerichtete Stahlschneide, beziehungsweise k^2 und k^3, welche den Druck der Hängeschiene aufnimmt. Die Bedingungen für die Richtigkeit der Waagen sind nun die, dass sowohl der Hauptbalken als die beiden Hülfsbalken gleicharmig sind und ferner, dass die drei Schneiden k^1, k^2 und k^3, sowie die entsprechenden Schneiden auf dem linken Hebelarme in derselben Ebene *FF* (Fig. 104) liegen, welche auf der Mittellinie des Waagbalkens rechtwinklig steht. Durch dies System von Hebeln werden die Waagschalen beim Schwingen des Balkens stets parallel auf- und abwärts bewegt. Zur Beobachtung des Einspielens bei genauem Gleichgewicht dienen die beiden Zungen zz^1, die unmittelbar an die Schalen festgeschraubt sind. Zu weiterem Verständniss der Zeichnung werde noch auf vier mit *nn* bezeichneten Ständerchen aufmerksam gemacht, die zu Stützpunkten für den Hauptbalken bei einseitiger Belastung dienen und zugleich die Schwingungen des ganzen Systemes beschränken. Damit beim Transport oder bei Stössen die Pfannen sich nicht auf den Schneiden versetzen oder hinabgleiten, sind zu beiden Seiten neben den Schneiden kleine Stiftchen *rr* (in Fig. 103 sichtbar) angebracht. Die Gewichtsschale *N* besteht aus einer flachen, etwas vertieften gusseisernen Platte von länglich viereckiger Form. Die andere Waagschale *N'* zum Aufsetzen der abzuwägenden Waare hat die Form einer grossen Schüssel *S* (von Messingblech) und ist mit einem Gerüst von Stäben *tt* zum Anlehnen grösserer Wägstücke versehen.

Fig. 106.



Seit längerer Zeit baut der Mechanikus Hoffmann in Leipzig sogenannte Tafelwaagen, ebenfalls auf den doppelarmig gleicharmigen Hebel basirt, wo die Platte eines hübschen Tisches die Schale für den abzuwägenden Gegenstand bildet, während die Gegengewichtsschale unter dem Tischkörper zwischen dessen

minder vollkommene Art oberschaliger Waagen liefern seit längerer Zeit auch Gatenot-Beranger in Lyon, welche in den Mittheilungen des Gewerbevereins für Hannover, Jahrgang 1868, S. 314 beschrieben und durch Abbildungen erläutert sind.

vier Beinen (gewöhnlich vier recht gefälligen Säulen) aufgehangen ist. Bei Geldwechslern, Apothekern, Conditoren etc. finden sich diese äusserst bequemen Waagen vielfach im Gebrauche, die ausserdem bei 6 Kilogr. Totalbelastung noch einen Empfindlichkeitsquotienten $= \frac{1}{100000}$ zeigen.

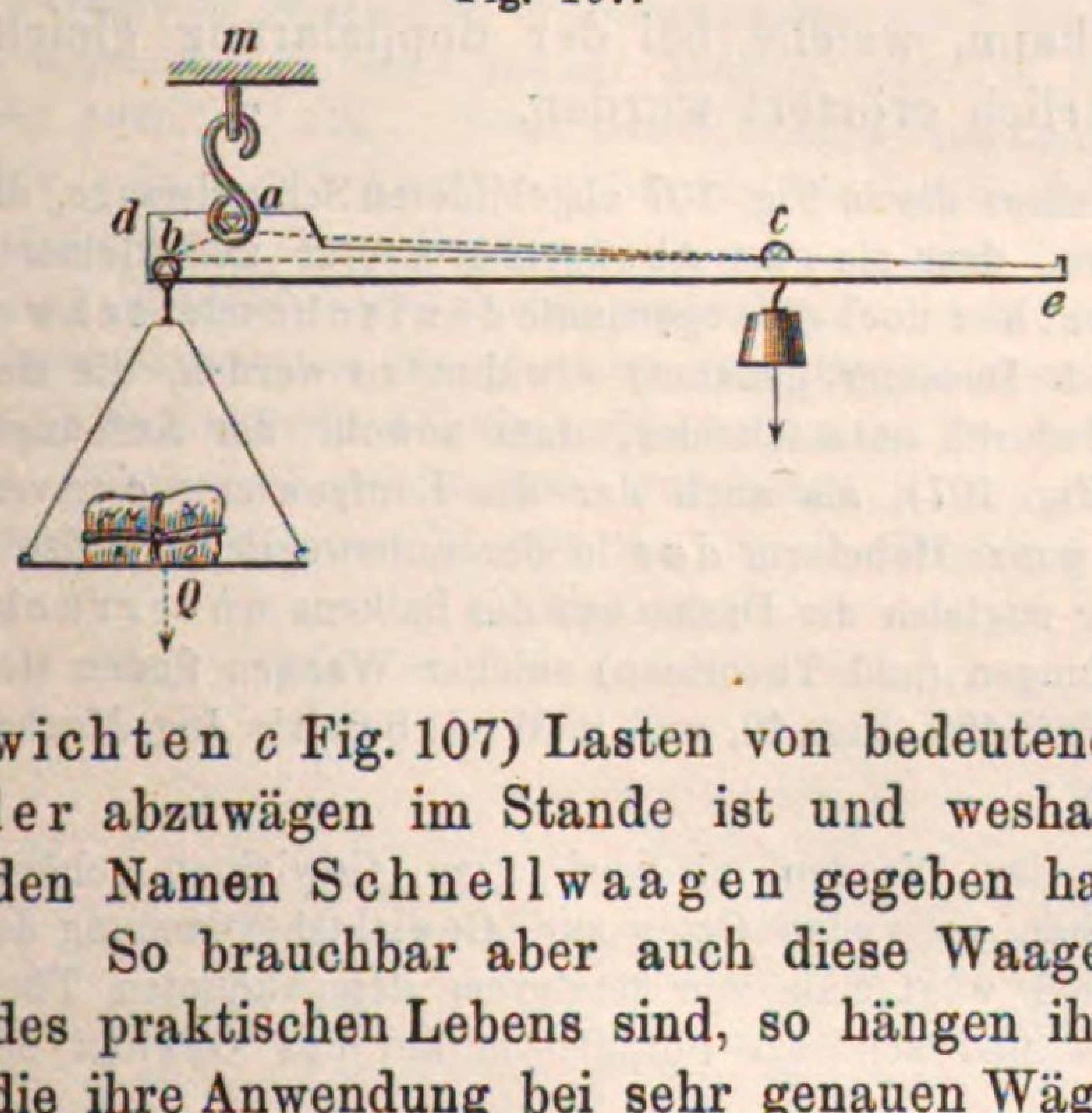
Beschreibung und Abbildung dieser Waagen finden sich in Poggendorff's Ann. 1845, Nr. 2, S. 317, im Notizblatte des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, 1845, S. 21, sowie auch in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 97, 1845, S. 19.

§. 38.

b) Die ungleicharmige Balkenwaage oder die Schnellwaage.

Die Unbequemlichkeit der gemeinen Waage, stets genau so viel Gegengewicht zur Hand haben zu müssen, als dem Gewichte des abzuwägenden Körpers entspricht, hat jedenfalls auf die Anwendung des doppelarmig ungleicharmigen Hebels, d. h. auf die Waage geführt, wobei man mit kleineren (verjüngten) Gewichten (meistens sogenannten Laufgewichten c Fig. 107) Lasten von bedeutender Abstufung schneller abzuwägen im Stande ist und weshalb man dieser Gattung den Namen Schnellwaagen gegeben hat[1]).

Fig. 107.



So brauchbar aber auch diese Waagen für gewisse Zwecke des praktischen Lebens sind, so hängen ihnen dennoch Uebel an, die ihre Anwendung bei sehr genauen Wägungen fraglich machen.

Einmal müssen die Unterabtheilungen der auf dem längeren Arme ae angebrachten Scala zum unmittelbaren Ablesen der Gewichtsgrösse des abzuwägenden Körpers Q immer noch eine gewisse physische Ausdehnung besitzen, was die Angabe sehr kleiner Gewichtsdifferenzen schwierig oder geradezu unmöglich macht.

1) Die Benennung römische Waage, welche man dieser Waage oft giebt, leiten Viele von der Gestalt her, in welcher im Oriente (wo diese Waagen früher bekannt waren) das Laufgewicht ausgeführt zu werden pflegte, nämlich als Granatapfel, der in der arabischen Sprache „Romman" heisst.

Ein anderes Mal kann sich der Käufer nicht (wie bei der gleicharmigen Waage) durch den blossen Anblick von der Richtigkeit des Abwiegens, wie auch nicht davon überzeugen, ob die Waage für den Zustand der Nichtbelastung horizontal steht. Endlich ist das Laufgewicht *c* eine Masse von ganz unbestimmter Grösse, die sich im Laufe der Zeit verändern kann, während die zugehörige Scala dieselbe bleibt.

Zur Beseitigung mehrerer dieser Uebelstände haben Fachmänner vielfache Mühe aufgewandt, worunter die Vorschläge des Dr. Mohr als die beachtenswerthesten zu nennen sind[1]).

Indessen erhellt aus der Natur der Sache, dass im Allgemeinen die Schnellwaage der gemeinen Waage mindestens hinsichtlich der Empfindlichkeit wird nachzustellen sein, die, beiläufig gesagt, unter denselben Bedingungen (so weit als mögsich) erreicht werden kann, welche bei der doppelarmig gleicharmigen Waage ausführlich erörtert wurden.

Anmerkung 1. Ausser der in Fig. 107 abgebildeten Schnellwaage, die man auch so einrichten kann, dass sie zum Abwägen grösserer und kleinerer Lasten brauchbar ist, verdient hier noch die sogenannte dänische oder schwedische Schnellwaage (auch Desemer genannt) erwähnt zu werden, die sich von der vorgeschriebenen dadurch unterscheidet, dass sowohl der Aufhängepunkt der Waagschale *b* (Fig. 107), als auch der des Laufgewichts *c* unverändert bleibt, dagegen der ganze Hebelarm *dae* in der unbeweglichen Hülse *a* verschoben wird, in welcher zugleich die Drehachse des Balkens unverrückbar angebracht ist. Abbildungen (und Theorieen) solcher Waagen finden sich u. a. bei Burg a. a. O., Taf. 490, Fig. 40, und in Weisbach's Ing.-Mechanik, 4. Aufl., Bd. 2, S. 273.

Anmerkung 2. Zu den Waagen mit verjüngten Gewichten gehören endlich auch die, welche man an vielen Orten zur Gewichtsbestimmung des Getreides benutzt. Dabei wägt man von letzterem den aliquoten Theil eines bestimmten Gemässes und schliesst von diesem auf das Gewicht des Ganzen.

So existiren in Hannover, um das Gewicht eines Himten ($1\frac{1}{4}$ Cubikfuss = 2160 Cubikzoll hannov. = 31,15 Liter) Getreides zu bestimmen, recht gefällige Getreidewaagen, Schnellwaagen mit Laufgewicht, deren cylindrisches Gefäss zur Aufnahme der Getreideprobe 16,875 Cubikzoll Inhalt (bei 3,125 Zoll Höhe und 2,622 Zoll Durchmesser im Lichten) besitzt oder $\frac{16,875}{2160} = \frac{1}{128}$ eines Himten beträgt.

1) Man sehe deshalb Dr. Mohr's lesenswerthen Aufsatz: „Ueber die zweckmässige Construction der Schnellwaage" in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 82, 1841, S. 6, sowie S. 333 seiner oben citirten Pharmaceutischen Technik.

Beim Füllen des $\left(\frac{1}{128}\text{ Himten-}\right)$ Gefässes mit Getreide hat man besonders Augenmerk auf die Höhe zu richten, von welcher man die Körner herabfallen lässt, weil man sonst mehr oder weniger Gewicht herausbringen kann. Bei den in Hannover gebräuchlichen Waagen wird deshalb ein eigener Füllkegel mit rasch zu öffnender Bodenmündung beigegeben, wobei letztere ihren Platz unmittelbar über der oberen Kreisfläche des zu füllenden Cylinders erhält[1]).

Bemerkenswerth, wenn auch complicirt, sind die eigenthümlichen Waagen mit Control- und Registrirapparat, welche nach einem Preisausschreiben des Vereins für Rübenzuckerfabrikation von C. Trink's in Helmstedt construirt und geliefert werden. Diese Rübenwaage-Controlapparate sind bereits mehrfach im Gebrauche u. a. in der Rübenzuckerfabrik zu Nordstemmen bei Hannover[2]).

1) Ueber Proportional-Getreidewaagen und deren Genauigkeit sehe man die Mittheilungen des hannov. Gewerbevereins. Jahrg. 1861, S. 38. Eine besondere (in Frankreich gebräuchliche) Getreidewaage von Lefèbre findet sich beschrieben und abgebildet im Génie industr. 1865, P. 217 und im Polytechn. Centralblatte. Jahrg. 1865, S. 916. Ueber Getreidewaagen mit Controlapparaten von Kaiser & Ernst in Augsburg und von Riedinger ebendaselbst sehe man den Nachtrag Nr. 7 am Ende dieses Bandes.

2) Wir entlehnen nachfolgende Beschreibung eines solchen Rübenwaage-Controlapparates dem Jahresberichte über die Untersuchungen und Fortschritte auf dem Gesammtgebiete der Zuckerfabrikation von Dr. Scheibler und Dr. Stammer, Jahrgang I und II (1861 und 1862), S. 145 etc. Der lange Arm einer Decimal-Balkenwaage (Fig. 108 und 109) befindet sich mit der Gewichtsschale

Fig. 108.

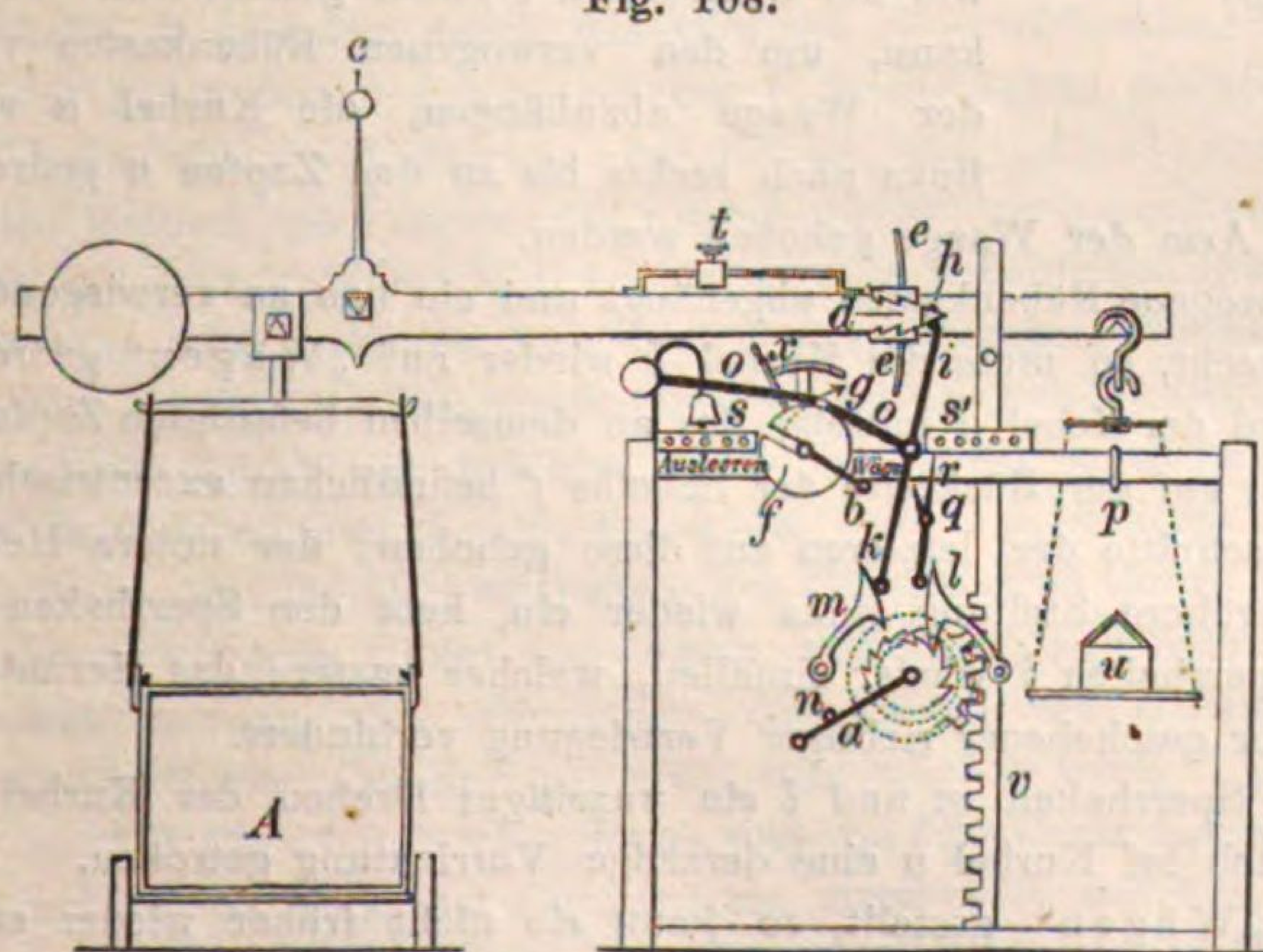
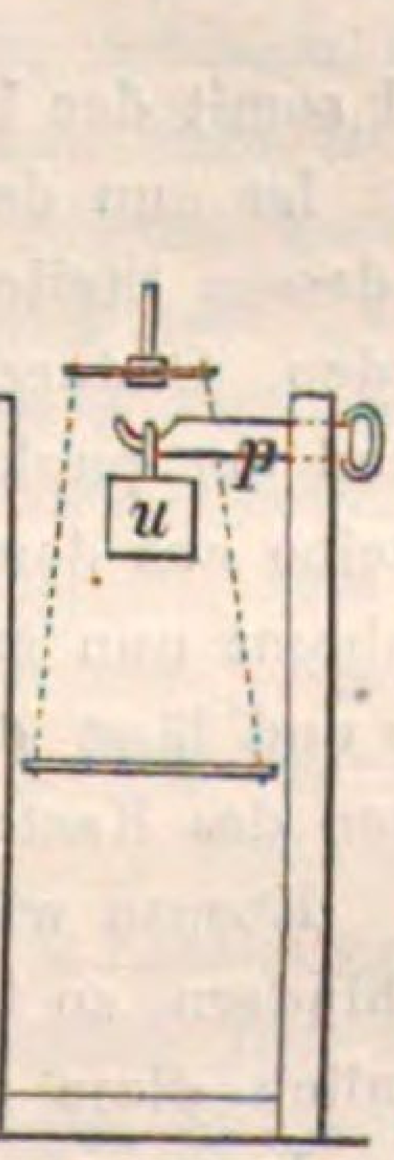


Fig. 109.

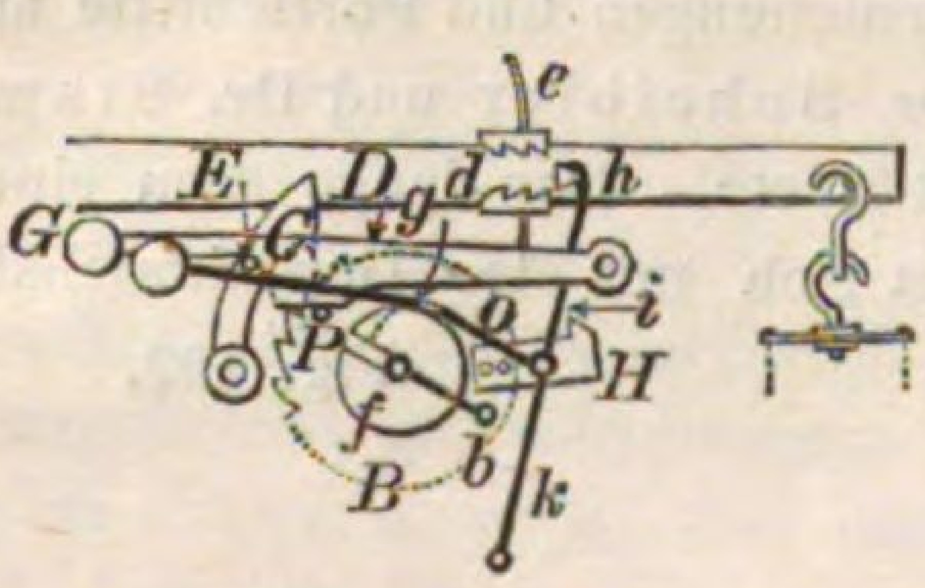


in dem Gehäuse des Control-Apparates verschlossen, und ist der Mechanismus des letzteren im Innern des Gehäuses, theils an diesem selbst, theils an einer Kurbel a (unten in Fig. 108) und der damit in Verbindung stehenden Zahnstange v angebracht. Soll der Control-Apparat in Thätigkeit gesetzt werden, so wird die Waage mittelst der Kurbel a und der Zahnstange v in die Höhe gehoben,

so dass der kurze Arm der Waage so weit herunter gedrückt wird, um den zu verwiegenden Rübenkasten *A* anhängen zu können. Auf der Aussenseite des Gehäuses, zu beiden Seiten einer zweiten kleinen Kurbel *b* sind Schilder mit den Worten: „Wägen“ und „Ausleeren“ angebracht. Soll nun der Apparat gehandhabt werden, so wird die Kurbel *a*, nachdem die kleine Kurbel *b* auf „Wägen“ gestellt ist, von rechts nach links einmal herumgedreht und die Waage ist zum Wiegen bereit. Die Kurbel *a* wird nunmehr durch den Sperrhaken *l* festgehalten, so dass ein Rück- oder Vorwärtsdrehen derselben, mithin ein Abnehmen des Rübenkastens vor geschehener Wiegung, nicht möglich ist. In diesem Zustande der Waage findet nun das Verwiegen durch Hinzulegen oder Abnehmen von Rüben Statt. Geeignete Zungen lassen hierbei erkennen, ob die Ausgleichung hergestellt worden. Ist solches der Fall, dann steht die Oeffnung *d* des am Waagebalken befestigten Bügels *ee* der Zunge gerade gegenüber und es wird die kleine Kurbel *b* auf „Ausleeren“ gedreht, wodurch bewirkt wird, dass nunmehr der im Hebel *o* befindliche Zapfen *g* in den Einschnitt der an der Kurbel *b* befestigten Scheibe *f* (Fig. 110) fällt und der Zapfen *h* hinter der Zunge des Hebels *i* durch die Oeffnung *d* des Bügels *ee* passiren kann. Wie hierbei die Möglichkeit des Abfangens eines Ueber- oder Untergewichts ausgeschlossen worden, wird nachher angegeben werden.

Bei dem Hindurchpassiren des Zapfens *h* durch die Oeffnung *d* des Bügels *ee* (Fig. 108) wird zugleich der untere Hebel *k* von links nach rechts gedrückt, wodurch der Sperrhaken *l*, welcher bisher ein Zurückdrehen der Kurbel *a* verhinderte, aufgehoben und der Sperrhaken *m* niedergelassen wird. Letzterer wirkt nämlich beim Hinaufdrehen der Zahnstange durch die Kurbel *a* eben so, wie der Sperrhaken *l* bisher gethan hat. Jetzt kann, um den verwogenen Rübenkasten von der Waage abzuhängen, die Kurbel *a* von links nach rechts bis an den Zapfen *n* gedreht und somit der lange Arm der Waage gehoben werden.

Fig. 110.



Ist nun der verwogene Rübenkasten abgehängt und ein neu zu verwiegender an dessen Stelle gebracht, so muss die Kurbel *b* wieder auf „Wägen“ gedreht werden. Dadurch wird der Hebel *o* mittelst des an demselben befestigten Zapfens *g* und der punktirten, auf der Rückseite der Scheibe *f* befindlichen excentrischen Scheibe aus dem Einschnitte der letzteren auf diese gehoben; der untere Hebel *k* nimmt nun seine frühere Stellung links wieder ein, hebt den Sperrhaken *m* aus und lässt den Sperrhaken *l* wieder einfallen, welcher letztere das Herunterlassen des Kastens vor geschehener richtiger Verwiegung verhindert.

Ebenso wie die Sperrhaken *m* und *l* ein unzeitiges Drehen der Kurbel *a* verhindern, so ist auch bei Kurbel *b* eine derartige Vorrichtung getroffen. Ist nämlich diese zum „Wägen“ gestellt, so kann sie nicht früher wieder zum „Ausleeren“ gedreht werden, als bis der Kasten wirklich in die Höhe gewunden und dessen Verwiegung stattgefunden hat. Ein Versuch, die Kurbel *b* bei einem Ueber- oder Untergewichte mit Benutzung der Schwingungen des Waagebalkens schnell zum „Ausleeren“ zu drehen, also den Zapfen *h* durch die Passage *d* hindurchzuschlagen, wird durch nachstehende Vorrichtung, deren Construction die Fig. 110 veranschaulicht, unmöglich gemacht: Die Oeffnung *d* ist auf der obern

und untern Seite mit je 3 Widerhaken versehen und dem Zapfen *h* die Form eines römischen V gegeben. Geht der letztere bei vollkommenem Gleichgewichte der Waage durch die Oeffnung, so hat derselbe in dieser einen Spielraum von oben nach unten von 6½ Millim., und zwar wird das Durchgehen des Zapfens nur möglich, wenn beim Gleichgewichte der Waage diese nicht schwingt. Bei den geringsten Schwingungen der Waage wird, wenn man auch zufällig den Zapfen in die Oeffnung der Passage gebracht hätte, das Hindurchgehen desselben durch die Widerhaken verhindert, da durch den angebrachten Mechanismus das Drehen der kleinen Kurbel *b* (mit welcher der Hebel *i* nebst seinem Zapfen *h* verbunden ist) nur langsam geschehen kann. Die Zeit nämlich, welche der Zapfen gebraucht, um durch die 65 Millimeter lange Oeffnung hindurchzugehen, ist eine ungleich grössere, als diejenige, welche der Waagebalken zu einer 6½ Millimeter weiten Schwingung erfordert, und es wird daher bei nicht ganz genauem Gleichgewichte der Zapfen in jedem Falle von den Widerhaken gefasst werden, wodurch man zum Zurückdrehen der Kurbel gezwungen wird. Die langsame Durchführung des mehrgedachten Zapfens *h* durch die Oeffnung *d* wird dadurch bedingt, dass an der mit der Kurbel *b* verbundenen Welle hinter der Scheibe *f* ein Sperrrad *B* (Fig. 110) befestigt, auf der linken Seite ein Sperrhaken *C* mit einem Stifte *E* versehen, und ausserdem noch ein Hebel *D* angebracht ist. Dreht man die Kurbel *b* langsam auf „Ausleeren", so wird der Hebel *D*, welcher den Zweck hat, das Einfallen des Sperrhakens *C* in das Sperrrad *B* in diesem Falle zu verhindern, durch einen Stift *P* an der Scheibe *B* nur so hoch gehoben, dass der Stift *E* und die unterste Ecke des Hebels *D* sich einander gegenüber zu stehen kommen.

Bei einem Versuche zum schnellen Drehen der Kurbel *b* dagegen, um den Zapfen *h* bei unrichtiger Verwiegung durch die Passage *d* zu führen, springt die unterste Ecke des Hebels *D* durch den Stoss des erwähnten Stiftes *P* an der Scheibe *B* und den durch das Gewicht *G* entstehenden Schwung auf den Stift *E*, in Folge dessen der Sperrhaken *C* in die Zähne des Sperrrades sofort einfällt und ein weiteres Umdrehen der Kurbel zum „Ausleeren" verhindert. Man wird dadurch gezwungen, die Kurbel wieder zurückzudrehen, in welchem Falle der Sperrhaken *C* durch den am Sperrrade befindlichen Haken *H* in seine frühere Stellung zurückgebracht und ein erneutes Vordrehen der Kurbel möglich gemacht wird. Ist dagegen bei einem richtigen Gleichgewichte die Kurbel *b* zum „Ausleeren" gedreht, in welchem Falle der Zapfen *h*, wie schon oben beschrieben, durch die Oeffnung *d* geht, so ist der Kurbel *b* so lange das Zurückdrehen benommen, bis das Herunterlassen des Rübenkastens durch die Kurbel *a* zum Abnehmen wirklich erfolgt ist. Dann erst kann und muss wieder zum „Wägen" gedreht werden, weil, wie schon oben gesagt, das Herumdrehen der Kurbel *a* (zum Aufheben des Kastens) nicht eher möglich wird.

Wie Fig. 108 ersehen lässt, sind an dem Control-Apparate 2 Zähl-Apparate *s* und s^1 von bekannter Construction angebracht, welche, gegenseitig sich selbst controlirend, jede stattgefundene Verwiegung zählen. Der auf der linken Seite befindliche Zählapparat wird durch den Hebel *o* in Thätigkeit gesetzt und zählt jede durch den Control-Apparat geschehene Verwiegung, während der Zählapparat s^1 auf der rechten Seite mit der Zahnstange *v* in Verbindung steht und jede auch ohne den Control-Apparat geschehene Verwiegung anzeigt. Bei der Thätigkeit des Control-Apparats berührt beim Einfallen des Hebels *o* mit seinem Zapfen *g* in den Einschnitt der Scheibe *f* ersterer einen mit einer Glocke in

Verbindung stehenden Arm und zeigt durch ein Läuten derselben jede durch den Control-Apparat geschehene Verwiegung an.

Der Theil des Apparats, worin die Gewichtsschale mit dem Gewichte befindlich, ist ebenfalls verschlossen und es findet das Tariren der Rübenbehälter durch folgenden Mechanismus Statt:

Wenn der lange Arm der Waage in die Höhe gewunden ist, so wird ein Riegel *p* (Fig. 109) in das Innere des Apparats hineingedrückt. Hierbei geht das innere hakenförmig gebildete Ende des Riegels durch den Bügel des Gewichtsstücks, welches dann beim Niederlassen der Waage auf demselben hängen bleibt, wie Fig. 108 bei *u* ersehen lässt. Hierdurch wird zu gleicher Zeit der Hebel *q* (Fig. 108) bei *r* gedrückt, beide Sperrhaken *m* und *l* aufgehoben, so wie auch beide Zählapparate ausser Thätigkeit gesetzt. Das Tariren oder Justiren einer beliebigen Anzahl von Rübenkasten, die bei dieser Art Balken-Decimalwaagen einen Theil der Waage, nämlich die Lastschale bilden und zu denen die Gewichtsschale im decimalen Verhältniss stehen muss, kann jetzt ungehindert geschehen, wozu der auf dem Waagebalken angebrachte Regulator *t*, sowie die an den Rübenbehältern selbst angebrachten verschlossenen Tarirkästchen dienen. Bemerkt wird hierbei, dass der Riegel *p* nur in dem Falle verschiebbar ist, wenn das Gewicht in die Höhe gehoben worden und die Stelle einnimmt, wie in Fig. 109 bei *u*. Soll wieder gewogen werden, so wird der Riegel *p* abermals herausgezogen und die alte Ordnung und Thätigkeit des Control-Apparats ist wieder hergestellt.

Auf der linken Seite des Control-Apparats ist (im Innern desselben) ein Bügel angebracht, auf der linken Seite mit „Thätigkeit", auf der rechten mit „Ruhe" bezeichnet. Eine Handhabe *x* (Fig. 108) ist, je nach dem beabsichtigten Zwecke, auf erstere oder letztere Stelle zu schieben. Im ersteren Falle ist der Control-Apparat in Thätigkeit gesetzt, während im andern Falle jede Verbindung desselben mit der Waage unterbrochen wird. Im letzteren Falle zählt nur der Zählapparat s^1, welcher mit der Zahnstange *v* in Verbindung steht, die geschehenen Verwiegungen fort und es wird auch in diesem Falle beim Tariren durch Hineinschieben des Riegels *p* in den Apparat der gedachte Zählapparat s^1 in Unthätigkeit und beim Herausziehen des Riegels wieder in Thätigkeit gesetzt. Der Bügel *x* ist in dem obern Theil des Apparats verschlossen und sind an diesem zwei verschiedene Schlösser angebracht, zu denen der Fabrikant und die Steuerverwaltung die verschiedenen Schlüssel besitzen, so dass dieser Theil des Apparats nur von Beiden gemeinschaftlich geöffnet werden kann.

Es erübrigt nun noch die Beschreibung des Registrir-Telegraphen nachzutragen.

Auf der Welle des mit 90 Zähnen versehenen Rades *J* in Fig. 111 ist eine Rolle befestigt, über die ein Papierstreifen *P* von einer zweiten Rolle J^1 her führt, welcher dazu dient, jede geschehene Verwiegung auf demselben zu markiren. Letzteres geschieht in folgender Weise:

Der Hebel *o* des Control-Apparats in Fig. 108 ist mit dem Hebel *b* an der Schreibcontrole Fig. 111 verbunden, so dass dieser durch jede Verwiegung das Zahnrad *J* um einen Zahn von rechts nach links dreht. Hierdurch wird der auf der Rolle befestigte Papierstreifen über den Stahlbügel *L* hinübergezogen, und zwar bei jeder Verwiegung um reichlich 3 Millimeter. Nach jeder geschehenen Verwiegung, welche durch ein Glockenläuten angezeigt wird, zieht der diensthabende Steueraufseher einen über seinem Schreibtische angebrachten Glockenzug,

§. 39.

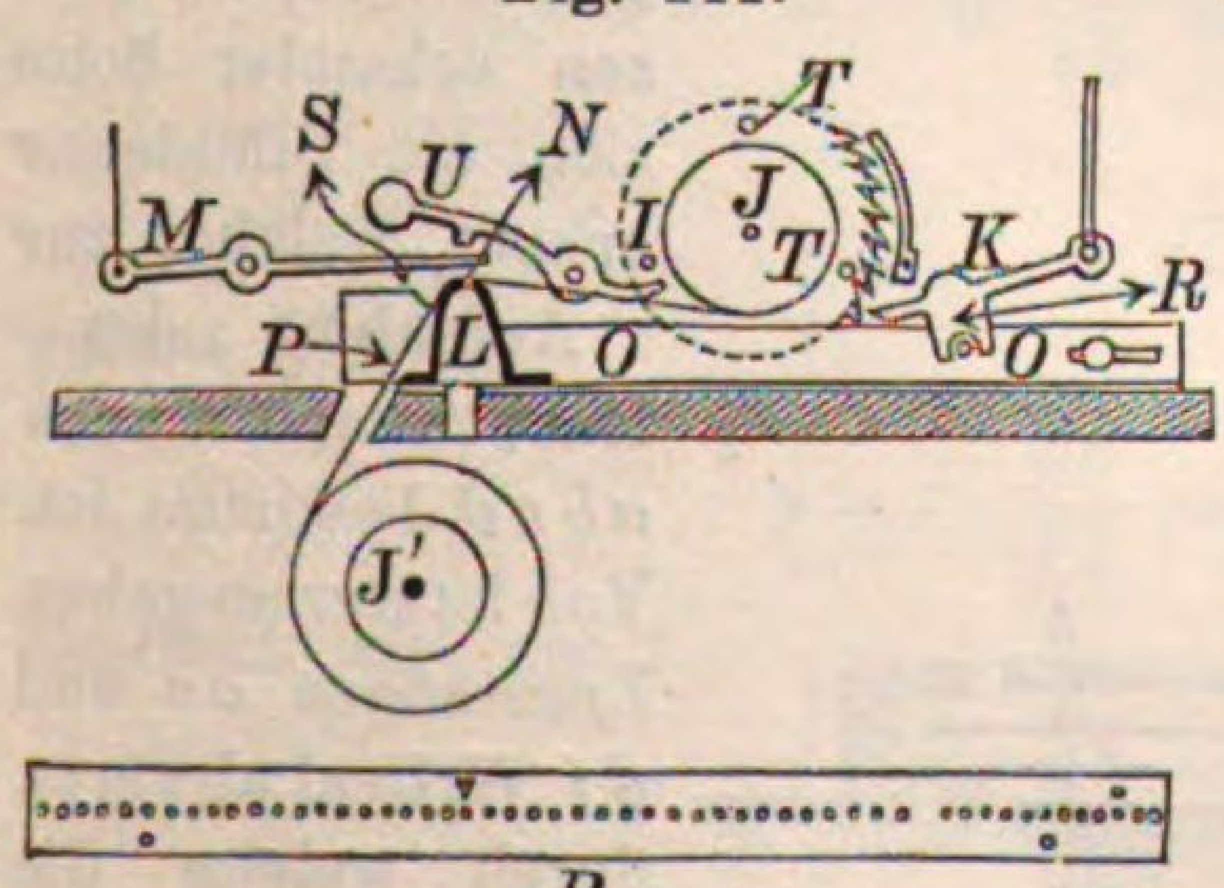
c) Zusammengesetzte Hebelwaagen[1]).

Um grössere Lasten mit wünschenswerther Geschwindigkeit und möglichst leichter Handhabung abwägen zu können, hat man für die Zwecke des Geschäftslebens verschiedene Combinationen

welcher mit dem Hebel M an der Schreibcontrole in Verbindung steht, und sticht dadurch mit dem Stifte N in den Papierstreifen P über dem Bügel L ein Loch. Bevor eine neue Verwiegung nicht erfolgt ist, wird der Versuch, mehrere Löcher in das Papier hineinzustechen, nicht gelingen, da der Stift in diesem Falle immer in dasselbe Loch treffen würde. Falls aber der Steueraufseher das Ziehen vergisst, wird der Papierstreifen um eine undurchstochene Rubrik weiter gehen und dadurch erreicht, dass ein versäumtes Ziehen resp. Anschreiben des verwogenen Kastens im Notirbuche auf dem Papierstreifen ersichtlich ist. Wird die Waage zu einer neuen Verwiegung in Bereitschaft gesetzt, d. h. wird ein neu zu verwiegender Rübenkasten an die Waage gebracht, so wird auch der Hebel K in die Höhe gehoben und zugleich der Riegel O durch die am Hebel K befindliche Gabel so weit von links nach rechts geschoben, dass ein am Hebel M befindlicher Zapfen S auf die hohe Kante eines Riegels zu stehen kommt, wodurch verhindert wird, dass der Stift N den Papierstreifen treffen kann. Dieser kann nun ungehindert weiter gezogen werden, und wenn solches geschieht, so wird der vorgenannte Riegel in seine erstere Lage durch die Gabel K wieder zurückgezogen und die nun geschehene Verwiegung kann mit dem Stifte wieder markirt werden.

Um die auf dem Papierstreifen markirten Verwiegungen rascher zählen zu können, ist eine Vorrichtung an dem Zahnrade J getroffen, welche jede dreissigste Verwiegung auf dem Papierstreifen durch ein dreieckiges Loch besonders anzeigt, wie in Fig. 111 unten zu ersehen ist. (Dieser Streifen ist in unserer Abbildung irrthümlich mit P bezeichnet.) Dieser Zweck wird durch die am Zahnrade J sitzenden drei Stifte I und $T\,T$, sowie durch den Hammer U erreicht, und zwar geschieht dies selbstthätig durch den Apparat, auch wenn der Beamte den ihm zu Gebote stehenden Glockenzug dann und wann oder überhaupt nicht gezogen hätte. In solchem Falle würde dies der Oberbeamte bei seiner Revision leicht erkennen; auch ist ein einfacher Mechanismus vorhanden, durch welchen der jedesmal antretende Beamte den Beginn seiner Schicht durch ein viereckiges Loch auf dem Papierstreifen angiebt.

Fig. 111.



1) Gerstner, Handbuch der Mechanik. Bd. 1. §. 201 u. f. — Hülsse, Allgemeine Maschinen-Encyklopädie. Artikel „Brückenwaagen". — Dr. Mohr, Ueber die Theorie der Brückenwaage. Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 78. 1840. S. 195. — Burg, Prechtl's Technolog. Encyklopädie. Bd. XX. S. 55 etc.

von doppelarmig ungleicharmigen Hebeln (Schnellwaagen) ersonnen, wobei man gewöhnlich der Last mit einem 10- oder 100mal kleineren Gewichte das Gleichgewicht hält und die man dann in Bezug auf diese Gewichtsverjüngung mit dem Namen „Decimal- oder Centesimalwaagen" zu bezeichnen pflegt.

In den meisten Fällen ersetzt man dabei die eine Waagschale durch ein grösseres Brett, eine Plattform etc., die man Brücke nennt und daher auch dieser ganzen Waagengattung den Namen Brückenwaagen giebt.

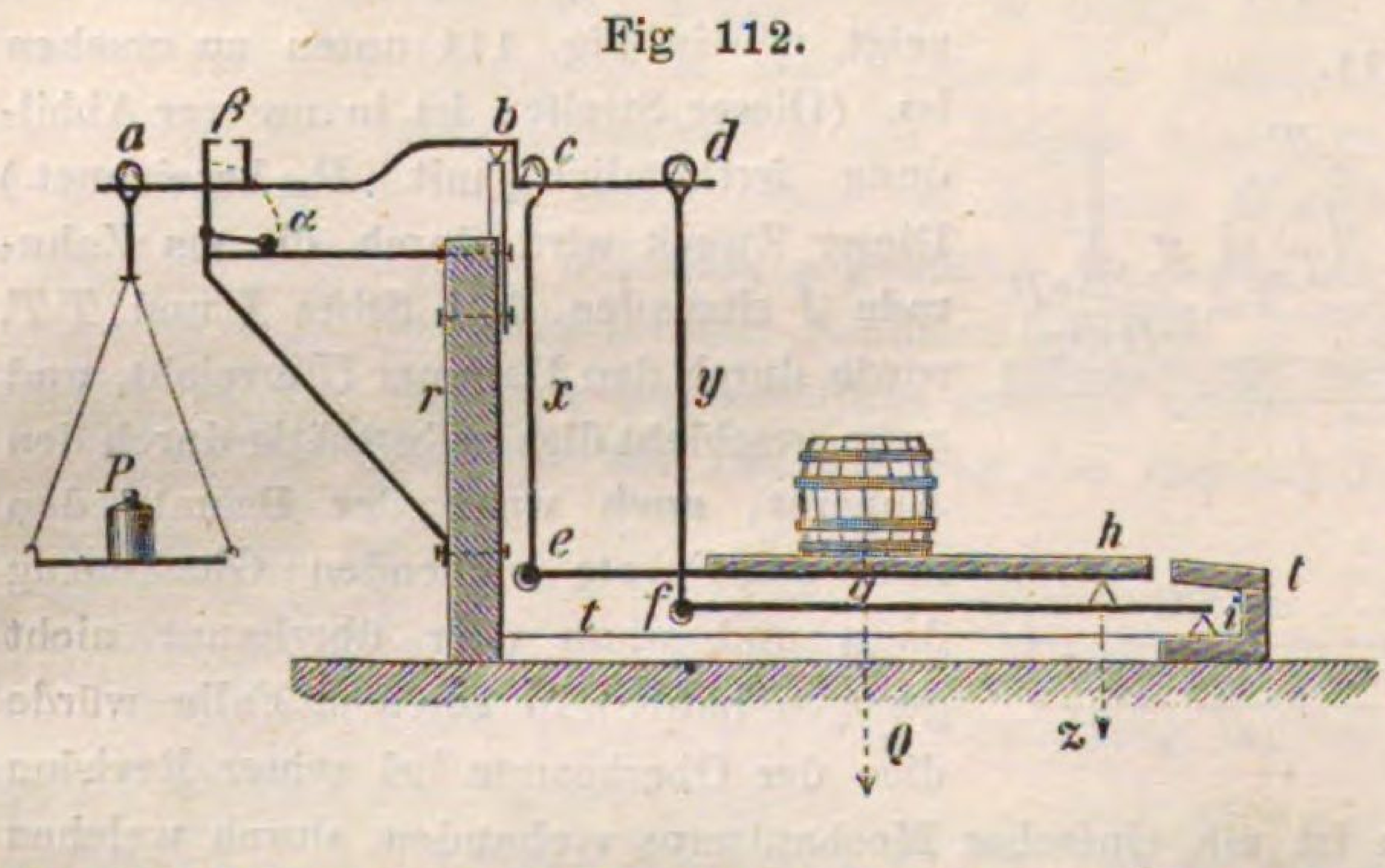
1. Tragbare Brückenwaagen.

Unter den jetzt bekannten Decimal-Brückenwaagen ist immer noch keine zweckmässiger und verbreiteter, als die tragbare Waage, welche, bereits 1821 von dem Strassburger Mechaniker Quintenz angegeben, nachher von Rollé und Schwilgué verbessert, in letzterer Gestalt aber, mit Ausnahme unbedeutender Verbesserungen, sich bis zur Gegenwart unverändert erhalten hat.

Die Skizze Fig. 112 zeigt das Principielle der tragbaren Quintenz-Brückenwaage, wobei man sofort erkennt, dass sie mit Leichtigkeit dem Erdboden nahe gebracht werden kann und für das Aufbringen und Abnehmen von Lasten (Q) wie für das Aufsetzen der Gegengewichte (P) gleich vortheilhaft genannt werden muss.

Die sogenannte Brücke gh bildet von oben gesehen eine trapezförmige Plattform, welche von entsprechenden Hebeln getragen und von einem starken Pfostenrahmen t umgeben wird, an dessen schmaler Seite sich ein Ständer r erhebt, welcher zur Aufnahme des Hauptwaagebalkens $abcd$ bestimmt ist. Von letzterem gehen Zugstangen ce und df vertical abwärts, durch welche die beiden ebenfalls trapezförmigen eisernen Brückenrahmen eh und fi mit dem bemerkten Hauptbalken in geeigneter Weise verbunden werden.

Fig 112.



Artikel „Waage". Sammlung von Gesetzen etc., betreffend das Maass- und Gewichtswesen des vormaligen Norddeutschen Bundes und des deutschen Reiches. Berlin 1873, S. 178 ff.

Alle hierbei vorhandenen Drehachsen werden durch entsprechende und zu einander und unter einander parallel gestellte Messerschneiden und durch eben so gestaltete Pfannen gebildet, wobei man in der Ausführung Alles aufbietet, um jede mögliche und nachtheilige Verschiebung zu vermeiden [1]).

Ueberdies ist jede gute derartige Waage mit Arretirvorrichtung α, mit einer Zunge β zum Horizontalstellen des Hauptbalkens und mit sonst wünschenswerthen Einrichtungen (Tarirschälchen, Pendel zum Horizontalstellen des ganzen Gestelles und der Brücken) versehen.

Durch das Längenverhältniss der Theile bc zu ab am Haupttheile wird die Verjüngung der Gegengewichte P bestimmt, die hier ausschliesslich $^1/_{10}$ der Last Q ist, so dass bc genau $^1/_{10}$ von ab beträgt.

Um der nächst wichtigsten praktischen Anforderung zu genügen, dass die abzuwägende Last auf jeden beliebigen Punkt g der Brücke h gesetzt, immer dasselbe verjüngte Gewicht P in der Waagschale für den Gleichgewichtszustand erfordert, muss man in Bezug auf Fig. 112 der geometrischen Proportion Genüge leisten:

$$\overline{bc} : \overline{bd} = \overline{hi} : \overline{fi} \text{ [2]}).$$

1) Die hierzu erforderlichen Constructionsanordnungen werden in den vorher citirten Quellen vollständig erörtert und durch Abbildungen veranschaulicht.

2) Hinsichtlich der Theorie dieser Waage für Nichtrechner ist auf Dr. Mohr's vorher citirten Aufsatz zu verweisen. Für alle die aber, welche mit den ersten Principien der Mechanik bekannt sind, diene das hier Folgende:

Bezeichnet man die Drücke in den Zugstangen ce und df beziehungsweise mit x und y, im Punkte h mit z, und nimmt g als beliebigen Ort der Brücke an, durch welchen die Druckrichtung der Last Q geht, so hat man zuerst:

$$1. \quad . \quad . \quad . \quad P . \overline{ab} = x . \overline{bc} + y . \overline{bd};$$

ferner ergiebt sich:

$$x = Q \frac{\overline{gh}}{\overline{eh}} \text{ und } z = Q \frac{\overline{eg}}{\overline{eh}},$$

sowie:

$$y . \overline{fi} = z . \overline{hi},$$

woraus folgt:

$$y = z . \frac{\overline{hi}}{\overline{fi}} = Q \frac{\overline{eg}}{\overline{eh}} . \frac{\overline{hi}}{\overline{fi}}.$$

Demnach wird aus 1.:

$$2. \quad . \quad . \quad . \quad P . \overline{ab} = Q \frac{\overline{gh}}{\overline{eh}} \cdot \overline{bc} + Q \frac{\overline{eg}}{\overline{eh}} \cdot \frac{\overline{hi}}{\overline{fi}} \cdot \overline{bd}.$$

Hiernach wäre die Waage für die Praxis ganz unbrauchbar, weil man die Last immer auf den bestimmten Punkt g setzen müsste. Letzteres Uebel fällt jedoch weg, sobald man der oben angeführten Bedingung Genüge leistet, dass $\frac{\overline{bc}}{\overline{bd}}$ $= \frac{\overline{hi}}{\overline{fi}}$ wird, indem dann aus 2. folgt:

Geschieht letzteres, so erleidet die Lastschale beim Gebrauche eine an allen Stellen gleiche senkrechte Hebung.

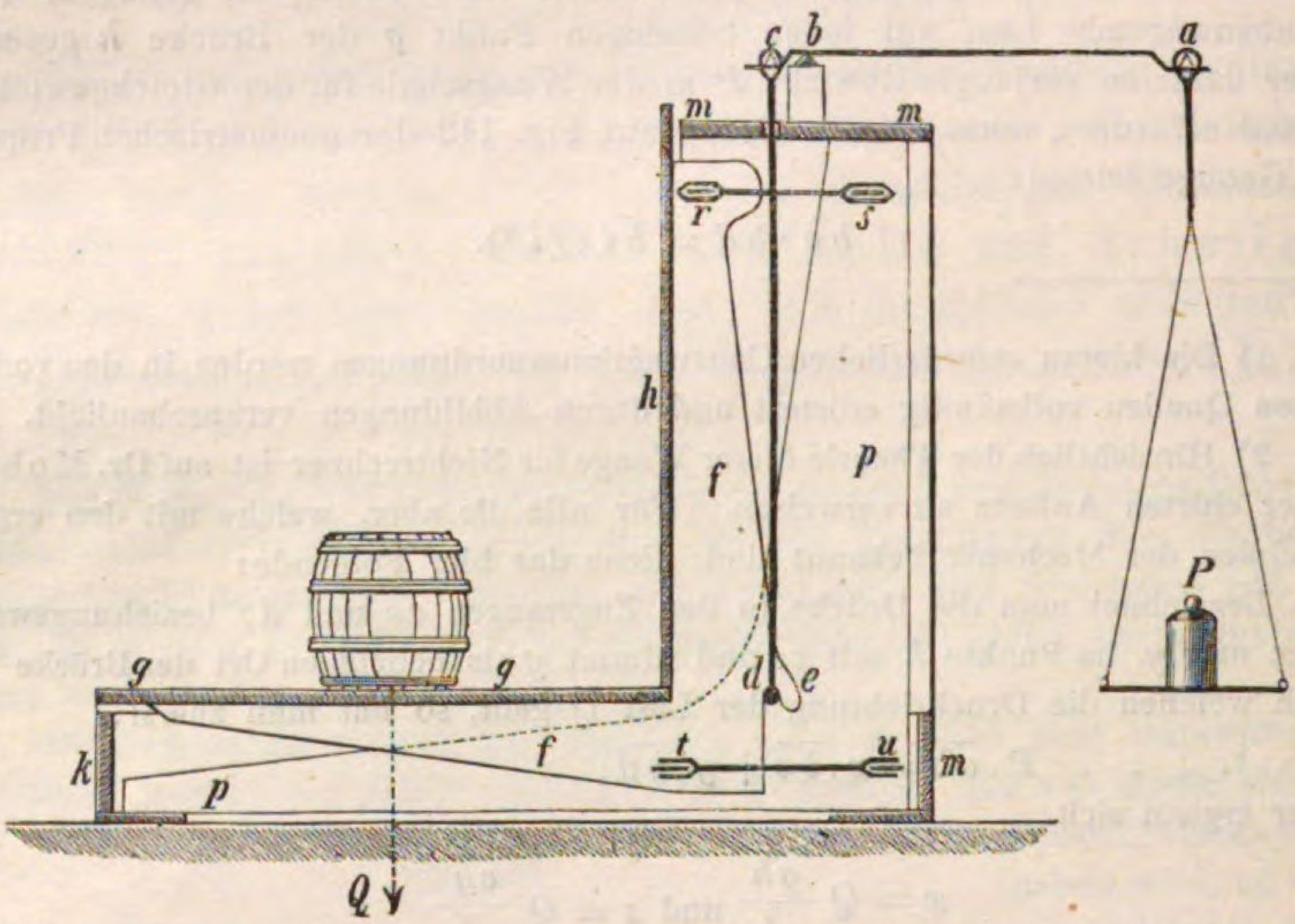
Gewöhnlich nimmt man:

$$\frac{\overline{bc}}{\overline{bd}} = \frac{\overline{hi}}{\overline{fi}} = \frac{1}{6}.$$

Unter den mancherlei Constructionen tragbarer Brückenwaagen, die man seit Quintenz an dessen Stelle zu setzen (vergeblich) bemüht gewesen ist, verdienen nur wenige der Beachtung.

Einigermassen Ausnahme hiervon macht zunächst die Waage des Pariser Mechanikers George, deren Anordnung aus der Skizze Fig. 113 erhellt, wobei

Fig. 113.



man bald erkennt, dass die beiden unteren Traghebel der Quintenzwaagen ganz in Wegfall gebracht sind, nächstdem aber auch die Brücke eh in jeder beliebigen Höhe angeordnet werden kann[1]).

$$P.\overline{ah} = Q\,\frac{\overline{gh}}{\overline{eh}}\cdot\overline{bc} + Q\,\frac{\overline{eg}}{\overline{eh}}\cdot\frac{\overline{bc}}{\overline{bd}}\cdot\overline{bd},$$

d. i.:

$$P.\overline{ab} = Q\,\frac{\overline{bc}}{\overline{eh}}\,(\overline{hg}+\overline{ge}) = Q\overline{bc},$$

also wie erforderlich:

$$\frac{P}{Q} = \frac{\overline{bc}}{\overline{ab}}.$$

1) Specielleres über die Construction der George'schen tragbaren Brückenwaagen enthält ein Aufsatz des Verfassers in den „Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover". Jahrg. 1845. S. 229. In dieser Quelle ist auch der sogenannten Krahn-Waagen (Wiegekrahnen) gedacht, mittelst welchen

Den Haupttheil der Waage bildet der doppelarmig ungleicharmige Hebel *abc* in Verbindung mit einer Parallelführung *rstu*, sowie zwei Zugstangen *cd* (in unserer Skizze nur eine sichtbar), wovon jede einerseits am kürzeren gabelförmigen Hebelende bei *c*, andererseits in einer Art Nase *e* aufgehangen ist.

Zum betreffenden Verständniss muss ausdrücklich bemerkt werden, dass die Brücke *g* und deren aufrechte Wand *h* von gusseisernen Winkelstücken *f* getragen wird, wovon zwei erforderlich sind, die beinahe um die innere Breite des Waagekastens von einander abstehen und wobei jede mit einer der erwähnten Parallelführungen versehen ist. Zur Bildung der letzteren sind entsprechende Messerschneiden *r* und *t* an jedem der Winkelstücke *f*, sowie eben solche *s* und *u* an jeder der gusseisernen Rippen *p* angebracht, welche zugleich unbewegliche Stützen für die Seitenwände des hölzernen Kasten- und Rahmenwerkes *mmk* abgeben.

Gewöhnlich führt man auch diese Waage als Decimalwaage aus, macht also $\overline{cb} = \frac{1}{10}\,\overline{ab}$. Bei richtiger Anordnung der Parallelführung *rstu* ist es ebenfalls gleichgültig, wohin beim Abwägen die betreffende Last *Q* auf die Brücke gestellt wird [1]).

Eine andere beachtenswerthe Veränderung der Quintenz-Brückenwaage zeigen die Fig. 114 und 115, welche einer Waagengattung angehören, die in England vielfach verbreitet ist [2]).

Zu bemerken ist hierbei vor Allem, dass man sich in der Skizze Fig. 114 den Waagebalkenarm *fed* nebst zugehörigem Sperrhebel *ih* um 90 Grad verdreht, also rechtwinklig auf der Bildfläche stehend denken muss, um der Wirklichkeit zu entsprechen, da hierin gerade ein Unterschied gegenüber der Quintenzwaage liegt, wo der Hebel *ed* in der Verlängerung der Brücke oder Lastschale liegt.

Ein zweiter Unterschied dieser Waage besteht darin, dass der Arm *ce* eingetheilt und ein Laufgewicht *w* angebracht ist, um gewisse Unterabtheilungen (in unserem Exemplare speciell bis zu 14 Pfd.) durch blosse Verschiebung von *w* abwägen zu können. Beim Abwägen grösserer Lasten benutzt man Gegengewichte von der Form *z*, die an dem Ende *f* des Waagebalkens so aufgehangen werden, wie die Abbildung zeigt, wobei *x* ein eisernes Stäbchen ist, welches eine Schale *y* trägt.

Am kurzen Hebelende *cd* ist eine Zugstange $d\eta k$ angebracht, welche die Verbindung mit dem rahmenförmigen Traghebel *r* (Fig. 115 als Grundriss-

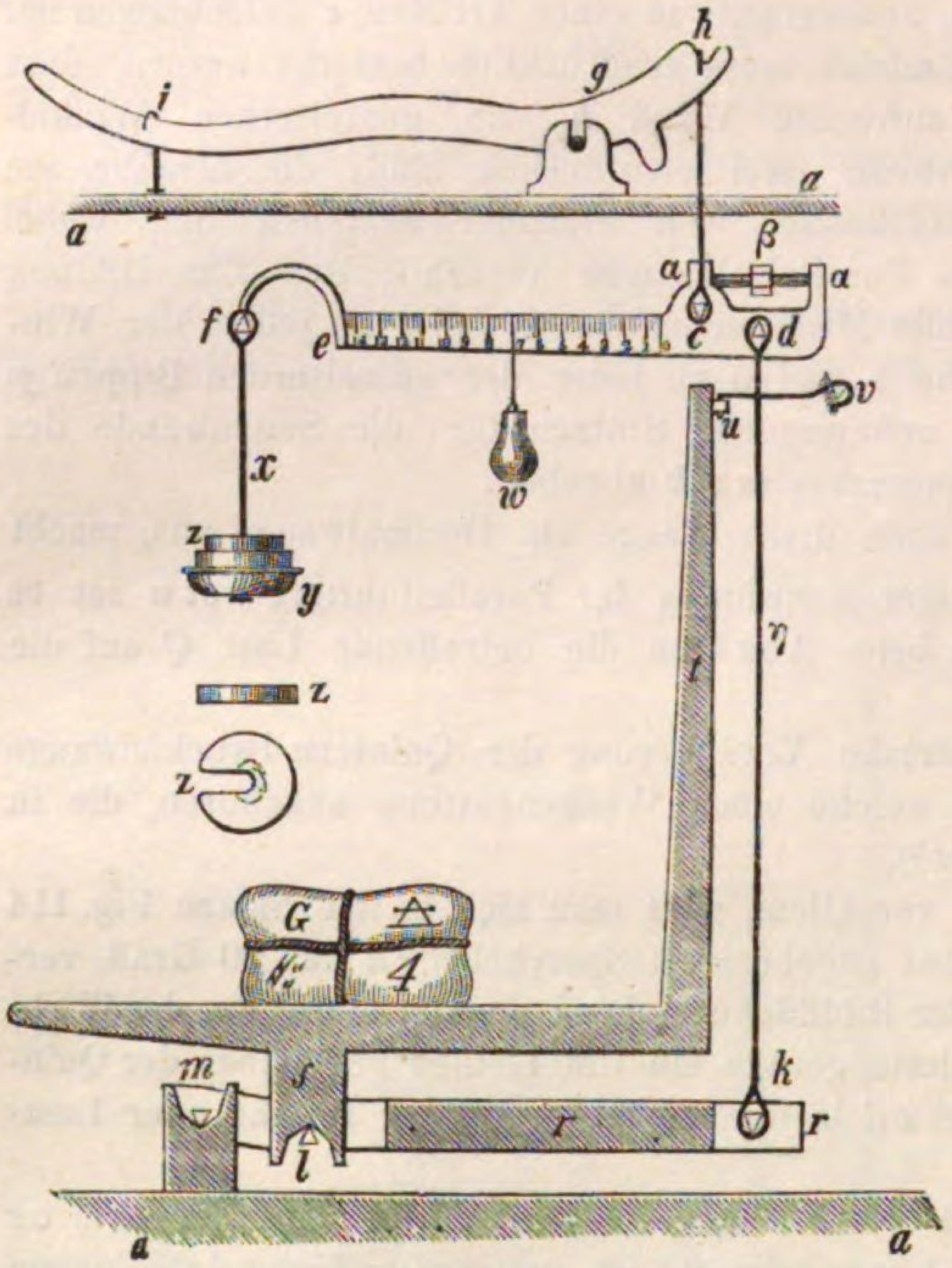
Lasten, die durch einen Krahn gehoben werden, auch fast gleichzeitig zu wiegen sind. Von deutschen technischen Schriftstellern hat diese Krahn-Waagen (Grue balance) des Mechanikus George am ausführlichsten Burg im XX. Bande von Prechtl's Technologischer Encyklopädie behandelt, worauf wir verweisen müssen.

1) In der Seite 178 (unten) citirten Gesetzsammlung etc. wird Seite 188 die George-Brückenwaage als Pfitzer'sche Patentwaage aufgeführt.

2) Illustrirter Catalog der Londoner Ausstellung. Cl. V. Nr. 770 bis 776. Das der polytechnischen Schule in Hannover gehörige Exemplar, wonach die Skizzen Fig. 114 und 115 gemacht sind, wurde von Day und Millward in Birmingham bezogen. Vollständige Zeichnungen davon enthält ein Artikel des Verfassers „Ueber einige Gewicht- und Federwaagen der Londoner Ausstellung" in den „Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover". Jahrg. 1852. S. 344.

skizze) bewirkt. Von den fünf vorhandenen schneidigen Achsen dieses Rahmenwerkes bilden zwei, nämlich *mm* die Drehachse eines einarmigen Hebels, wozu die Pfannen (Fig. 114) im unteren eisernen Gestelltheile der ganzen Waage befindlich sind.

Fig. 114.

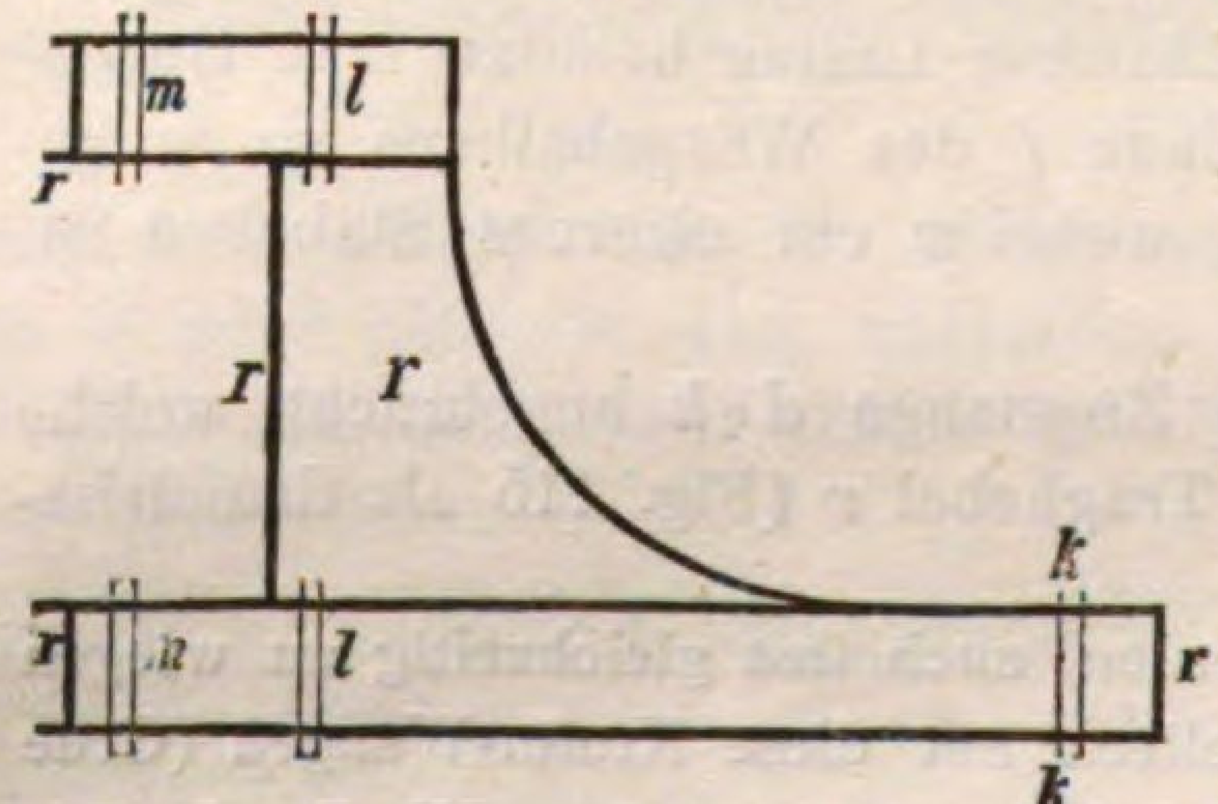


Zur Erreichung einer Art von Parallelführung ist ganz oben an der Verticalwand *t* der Brücke *st* eine Oese *u* befestigt, in welche eine Klinke fasst, deren anderes Ende *v* eine Schneide umgreift, die unterhalb der Decke am eisernen Gestell befestigt ist.

Am kürzeren Waagbalkenende ist ein besonderes Tarirgewicht *β* angebracht, welches eine auf der Schraube *αα* umdreh- und verschiebbare Mutter bildet.

Im Falle, dass man mit der Waage wägen will, wird der längere Arm *ig* eines Hebels *ih* unter einen Haken (*i*) der Gestelldecke *a* gedrückt, wodurch der eingetheilte Waagbalken die erforderliche Freiheit erhält, welcher Zustand in unserer Skizze dargestellt ist.

Fig. 115.



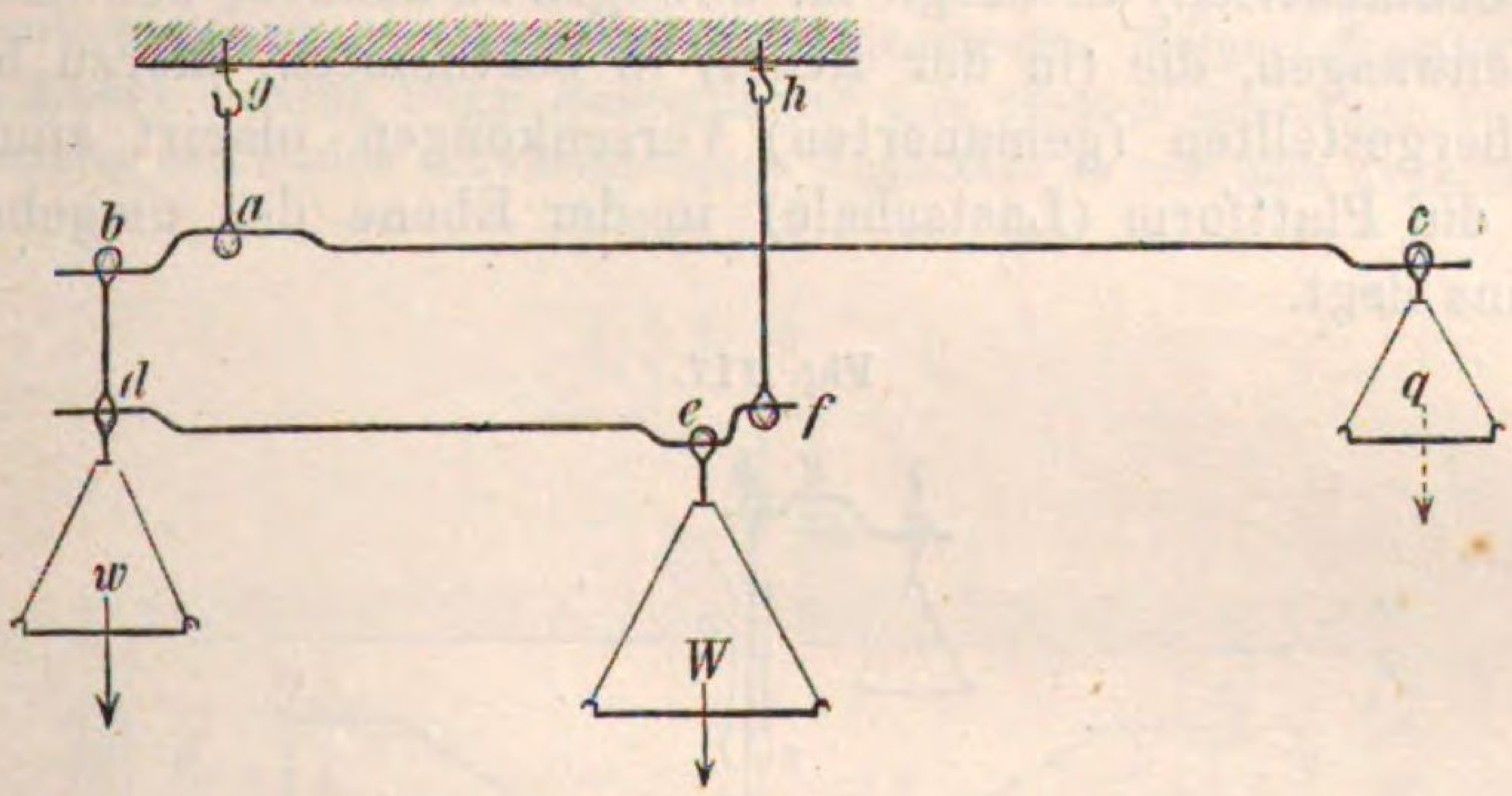
Anmerkung 1. Eine nicht unzweckmässige Combination zweier Decimalhebel *bac* und *def* (Fig. 116), wovon der erstere ein doppelarmiger, der letztere ein einarmiger Hebel ist und die man nach Umständen für eine zehn- oder hundertfache Verjüngung benutzen kann, wird neuerdings allgemein als eine Beranger'sche (in Lyon) Waage aufgeführt[1]), obwohl dies System seiner Zeit schon von dem wackeren Hofrathe Reichenbach in München vielfach ausgeführt wurde und wovon sich auch (seit 1834) ein

1) Ueber diese sogenannten Beranger'schen Waagen, sowie über andere hierher gehörige findet man speciellere Angaben in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 119, S. 171 und Bd. 122, S. 161; das Allerneueste über diese Waagen findet sich aber in der vorher citirten Sammlung von Gesetzen etc., betreffend das Maass- und Gewichtswesen etc. des deutschen Reiches, 1868—1872, S. 198 ff.

Exemplar in der Maschinen-Modellsammlung der polytechnischen Schule in Hannover (von Gumbrecht in Göttingen verfertigt) vorfindet.

Wie aus der Skizze erhellt, sind die gedachten Hebel über einander angebracht, und zwar so, dass die bei *b* aufgehangene Schale *w* allein benutzt werden kann, sobald man sich bei geringeren Lasten mit einer zehntheiligen Verjüngung begnügen will, vorausgesetzt, dass $ab = \frac{1}{10}\overline{ac}$ gemacht wurde. Der untere Balken hat seinen Drehpunkt in *f*, wobei *fh* eine derartige Scheere bildet, dass der Arm *ac* des oberen Hebels frei zwischen den betref-

Fig. 116.



fenden beiden Wänden von *fh* schwingen kann. Die dritte Schneide *e* dieses Balkens ist so angebracht, dass $ef = \frac{1}{10}$ von df ist, weshalb eine bei *e* aufgehangene Last am Punkte *d* zehnmal schwächer als am Aufhängepunkte wirkt.

Da jedoch *d* gleichzeitig an *b* aufgehangen ist und ein daselbst niederwärts ziehendes Gewicht am Endpunkte *c* des langen Hebels nur den zehnten Theil dieses Zuges ausübt, so erhellt, dass eine in die Schale *W* gebrachte Last von einem hundertmal kleineren Gegengewichte *q* in der bei *c* aufgehangenen Schale im Gleichgewichte gehalten wird.

Anmerkung 2. Zu den Brückenwaagen, womit man sich in Deutschland bemüht hat, das System Quintenz zu ersetzen, gehören besonders die des Professors Schönemann zu Brandenburg. Die Neuheit derselben besteht hauptsächlich in der Unterstützung der schwingenden Brücke durch vier statt (wie bei Quintenz) durch drei Stahlschneiden und in der Anbringung eines einarmigen Querhebels, wodurch die Uebertragung der Brückenbelastung auf den Waagbalken durch drei Aufhängestangen bedingt ist, statt dass bei der Quintenzwaage nur zwei solche Stangen vorkommen. Die allgemeine praktische Anwendbarkeit dieser Waage ist jedoch etwas zweifelhaft.

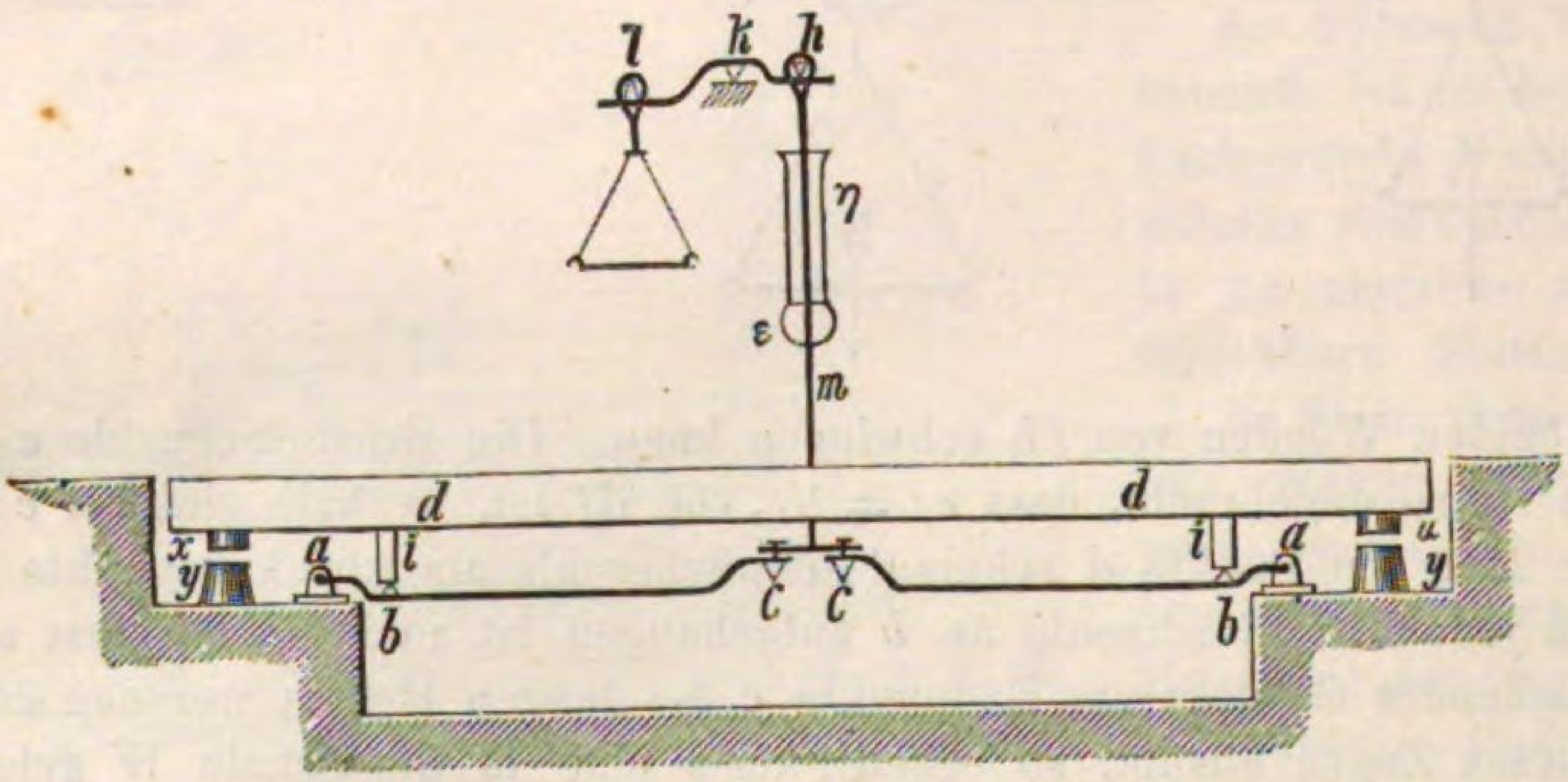
Man sehe über die Schönemann'schen Waagen folgende Abhandlungen: „Ueber die Empfindlichkeit der Brückenwaagen." Bd. V. (1853) der Denkschriften der mathem.-naturwissenschaftl. Classen der Wiener Akademie der Wissenschaften. — „Theorie und Beschreibung einer neuen Brückenwaage." Ebendas., Bd. VIII, (1855). — „Ueber den Gebrauch empfindlicher kleiner Brückenwaagen für physikalische Zwecke." Vom Prof. Schönemann. Grunert's Archiv der Mathematik und Physik, Bd. 24, 1855, S. 264. Die vorher citirte Gesetzsammlung etc. S. 190.

§. 40.

2. Feststehende Brückenwaagen[1]),

Um mit gehöriger Genauigkeit, Schnelligkeit und Bequemlichkeit grössere Lasten für besondere Zwecke, wie schwere Güter (Fässer, Ballen etc.), leere oder beladene Waagen (Locomotiven), Vieh (Schlachtvieh) u. dergl. m. abwägen zu können, benutzt man Brückenwaagen, die (in der Regel) in bestimmten, hierzu besonders hergestellten (gemauerten) Versenkungen placirt sind und wobei die Plattform (Lastschale) in der Ebene des umgebenden Terrains liegt.

Fig. 117.

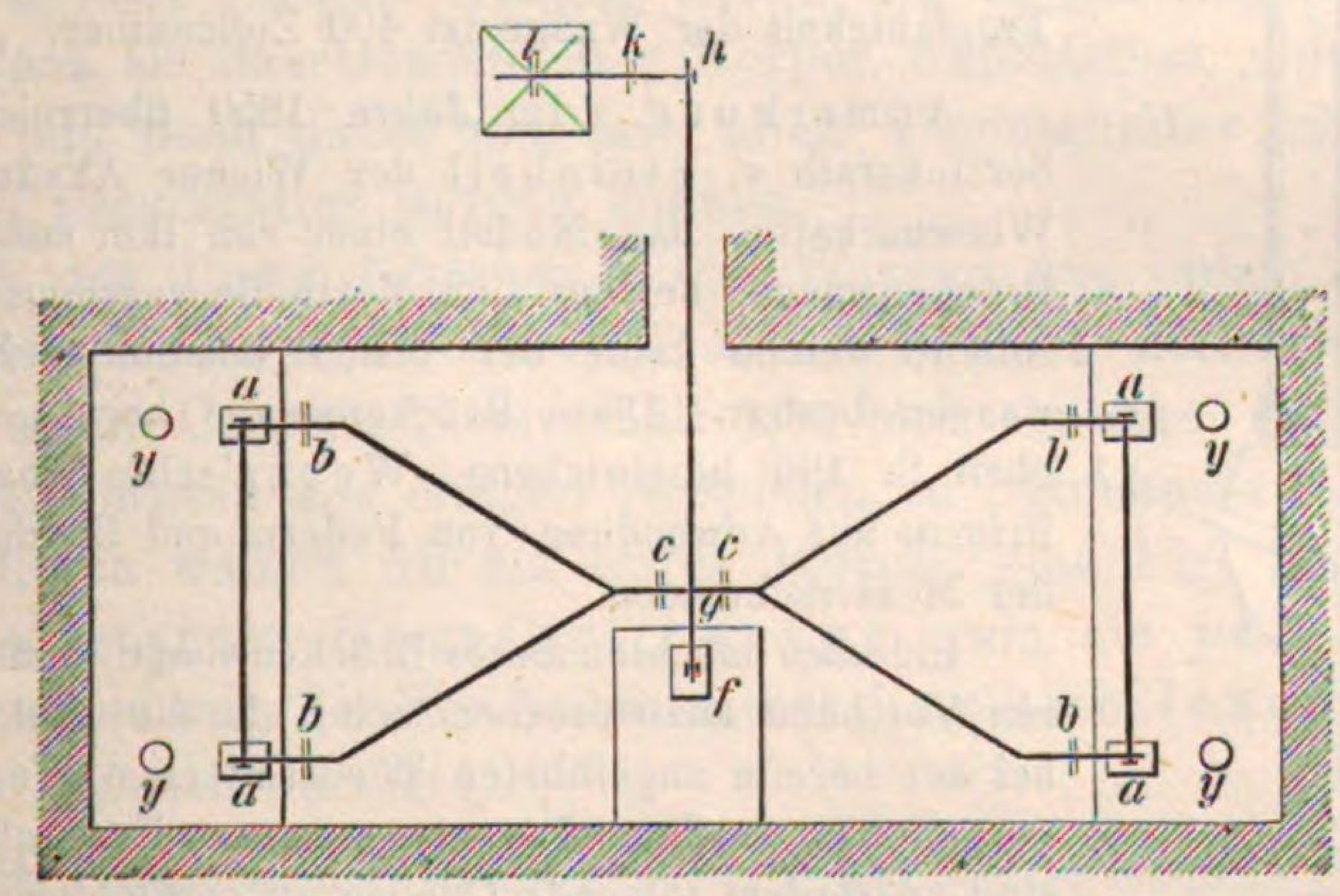


1) Ausser den schönen Zeichnungen von feststehenden Brückenwaagen, welche sich in den oben citirten Schriften von Gerstner, Hülsse (Maschinen-Encyklopädie) und Burg (Prechtl's Encyklopädie) vorfinden, ist noch zu verweisen auf die Locomotivenwaage der französischen Mechaniker Sagnier et Comp. in Armengaud's Publication industrielle des machines, Vol. 7, 1851, P. 249, sowie auf die Zeichnungen der Hütte, 1857, Taf. XXV, und 1864, Taf. X, a und b. Ferner verdienen hier noch die mobilen Centesimalwaagen des Maschinenmeisters Ehrhardt in Dresden erwähnt zu werden, womit man die Gewichte ermitteln kann, welche vom Gesammtgewicht einer Eisenbahnlocomotive auf die einzelnen Achsen derselben kommen. Beschreibung und Abbildung dieser Waage findet sich in Heusinger's Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Jahrg. 1866, S. 14. Ueber die namentlich in Oesterreich beliebten Centesimal-Brückenwaagen der Fabrik C. Schember und Söhne in Wien uud Pest berichten zwei Artikel in der deutschen Ausgabe des Engineering, Jahrg. 1874, S. 128 und 142. Eine beachtenswerthe Abhandlung über feste Brückenwaagen (vom Ingen. Klose) enthält Heusinger's „Handbuch für specielle Eisenbahntechnik." Bd. IV, S. 298.

Das Hauptsächlichste der Anordnung solcher meist für hundertfache Verjüngung construirter Waagen (Centesimalwaagen) lassen die hier folgenden Skizzen Fig. 117, 118, 119 und 120 erkennen, die einer brauchbaren Locomotivwaage auf dem Centralbahnhofe in Hannover entnommen sind.

Die Plattform *d* dieser Waage ist aus kastenförmig zusammengenieteten Eisenblechtafeln und zugehörigen Winkeleisen hergestellt, um grosse Steifigkeit bei verhältnissmässig geringem Gewichte herbeizuführen. Die bemerkte Verjüngung ist durch zwei einarmige und einen doppelarmigen Hebel erzeugt, wobei der erste einarmige ein aus der Grundrissfigur (Fig. 118) ersichtliches rahmenförmiges System von zweckmässig angeordneten Traghebeln *abc* bildet, dessen Enden *c* durch Bügel einerseits mit dem zweiten einarmigen Hebel *fh*, andererseits durch eine aufwärtsgehende Zugstange *m* mit dem doppelarmigen

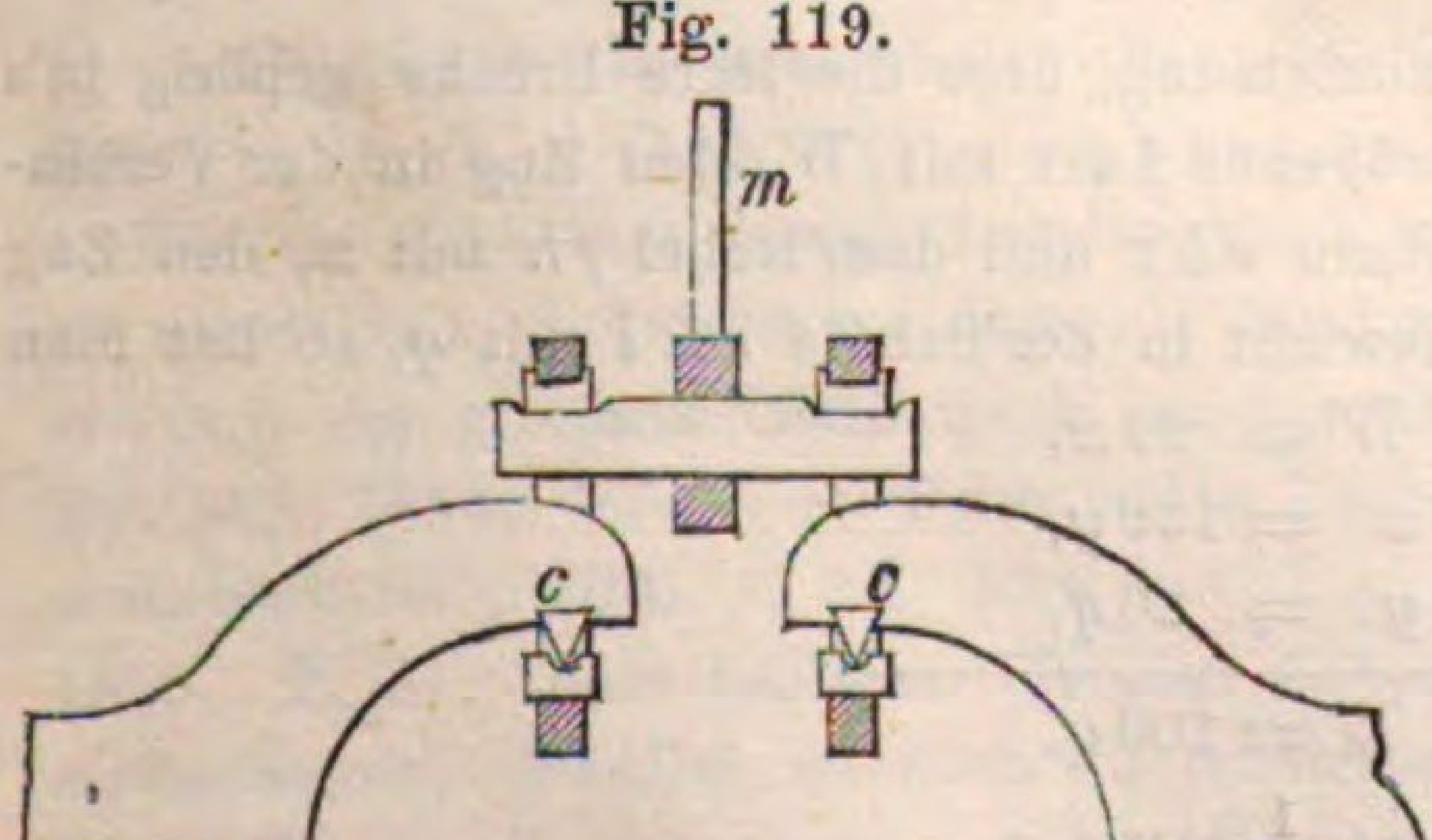
Fig. 118.



Hebel *hkl* so in Verbindung gebracht sind, wie aus der im grösseren Maassstabe gezeichneten Detailfigur 119 ersichtlich ist.

Um zu veranlassen, dass die Brücke *d* nicht zur unrechten Zeit (beim Nichtwägen, oder wenn Lasten aufgebracht werden, Wagen auffahren etc.) auf den Schneiden und Pfannen der Gabelhebel *abc* ruht, ist die Einrichtung getroffen, dass die Brücke vor dem Beginnen des eigentlichen Abwägens mittelst Scheiben *x* auf kegelförmigen Stützen *y* liegt.

Fig. 119.

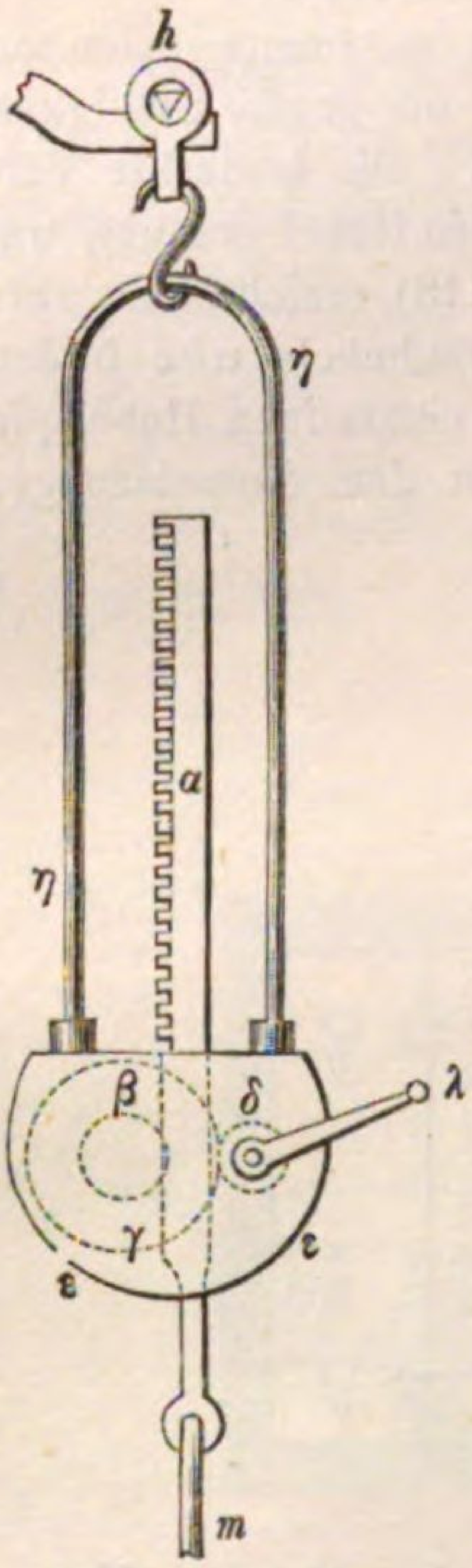


Zum betreffenden Erheben und Niederlassen der Plattform dient der Fig. 120 besonders in grösserem Maassstabe dargestellte Mechanismus, den man in die aufwärtsgehende Zugstange *m* gleichsam eingeschaltet hat.

Wie die Zeichnung erkennen lässt, ist in das oberste Ende der Zugstange *m* eine Zahnstange *α* eingehangen, deren Zähne in ein Getriebe *β* greifen,

welches mit dem grösseren Zahnrade γ auf derselben Achse steckt. In letzteres fasst ein Trieb δ, dessen Welle zugleich die Kurbel λ aufnimmt, durch deren Umdrehung das erforderliche Heben und Senken leicht bewirkt werden kann.

Fig. 120.



Das vorhandene Räderwerk wird von einer Büchse ε eingeschlossen und getragen, die mittelst eines Bügels η am Ende h des doppelarmigen Hebels lh aufgehangen ist.

Die mechanischen Hebellängen der Waage sind folgende: $\overline{ab} = 13$ Zoll, $\overline{bc} = 8$ Fuss 3 Zoll $= 99$ Zoll, $\overline{fg} = 18$ Zoll, $gm = 10$ Fuss 10 Zoll, $hk = 11$ Zoll und $kl = 20$ Zoll, woraus erhellt, dass die Waage eine Centesimalwaage ist [1]). Die ganze Plattform (Brücke) hat 21 Fuss engl. Länge und 5 Fuss 4 Zoll Breite. Die Tragfähigkeit der Waage ist 400 Zollcentner.

Anmerkung. Im Jahre 1850 überreichte der Sectionsrath v. Steinheil der Wiener Akademie der Wissenschaften das Modell einer von ihm construirten Brückenwaage, bei der sich Vortheile vereinigen lassen sollen, welche keine der bisher bekannten Brückenwaagen besitzt. Diese Brückenwaage beruht, wie die oben S. 166 beschriebene Weber'sche Waage, im Princip auf Anwendung von Federn und Bändern statt der Messerschneiden.

Indessen möchten dieser Brückenwaage keine grösseren Vortheile zuzusprechen sein, als die sind, welche bei der bereits angeführten Weber'schen Waage hervorgehoben wurden. Für eine genauere Kenntnissnahme sind ausserdem folgende Quellen zu empfehlen: Dingler's Polytechn. Journal. Bd. 122. 1851. S. 351. — Burg im XX. Bde. der Prechtl'schen Encyklopädie, S. 135, woselbst auch die mathematische Theorie dieser Waage aufgenommen ist.

1) Bezeichnet man unter Voraussetzung, dass die leere Brücke gehörig in's Gleichgewicht gebracht ist, die zu wägende Last mit W, den Zug in der Verbindungsstange g, zwischen den Traghebeln abc und dem Hebel fh mit x, den Zug in der Stange mh mit y und das Gewicht in der Schale bei l mit q, so hat man

$$13\,W = 99\,x,$$
$$18\,x = 130\,y,$$
$$11\,y = 20\,q,$$

woraus folgt:

$$W = 100\,q,$$

d. h. wie bemerkt:

$$q = \frac{1}{100}\,W.$$

§. 41.

d) Zeigerwaagen[1].

Zeigerwaagen nennen wir hier alle diejenigen Waagen, wobei die Grösse einer vorhandenen Last (Waare) weder durch zu verändernde Gewichte, wie bei der gemeinen Waage, noch durch verschiebbare beständige Gewichte, wie bei der gewöhnlichen Schnellwaage, sondern durch ein constantes Gewicht bestimmt oder abgewogen werden kann, welches mit der Waage unveränderlich verbunden ist und wobei die Gewichtsgrösse der Last von einem Zeiger auf bestimmter Scala angegeben wird.

Vor den übrigen Waagen haben die Zeigerwaagen den Vorzug, dass sie das Gewicht der Körper unmittelbar ablesbar angeben und doch dabei mit fast allen Eigenschaften einer guten Waage ausgestattet werden können.

In der Regel bestehen diese Waagen aus einem ungleicharmigen Winkelhebel, der um seinen Scheitel drehbar gemacht ist, dessen Constructionsverhältnisse und sonstige Anordnungen aber am besten aus einigen Beispielen zu entnehmen sind.

Hierzu wählen wir als erstes Beispiel eine Fig. 121 abgebildete sogenannte Garnsortirwaage, wie sie jetzt allgemein zur Bestimmung der Feinheitsnummer baumwollener geweifter Garne benutzt werden[2]).

Der Drehpunkt der Waage liegt bei a und der (messingene) Winkel bac, welchen die Schenkel ab und ac mit einander einschliessen, ist ein rechter.

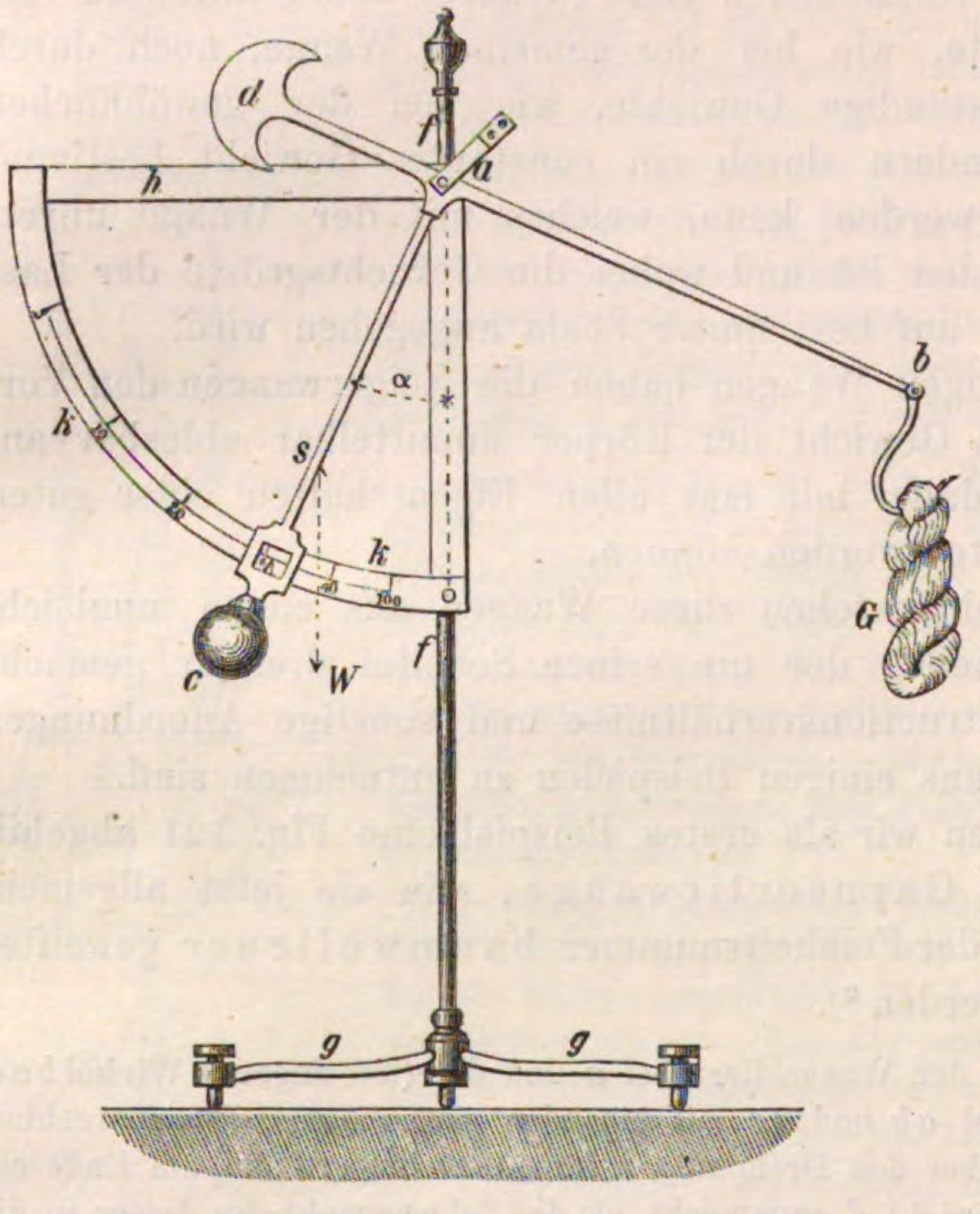
Dabei ist ab über den Drehpunkt a hinaus verlängert und am Ende ein halbmondförmiges Gewicht d angebracht, um den Schwerpunkt des Armes in die

1) Ausser den wiederholt citirten speciellen Abhandlungen über Waagen von Gerstner (a. a. O. §. 187) und Burg (a. a. O. S. 115), worin zugleich die betreffenden mathematischen Theorien ausführlich erörtert sind, ist zum Nachlesen zu empfehlen: Schlummberger's Methode, die Eintheilung auf Schnellwaagen etc. mit der grössten Genauigkeit zu bestimmen. (Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 36, 1830, S. 5.) — Prechtl's Technolog. Encyklopädie. Artikel „Baumwollspinnerei", Bd. 1, S. 598. — Laborde im Bulletin d'encouragement, 1853, P. 6. Diese letzteren Quellen behandeln speciell die sogenannten Garnsortirwaagen. Endlich ist noch zu empfehlen Redtenbacher, „Der Maschinenbau", Bd. I, S. 400, sowie dessen Constructionswerk „Die Bewegungsmechanismen". Zweite Abtheilung (Neue Folge), Taf. LXXIV.

2) Die Zeichnung ist nach einer der polytechnischen Schule in Hannover gehörigen (von Chemnitz bezogenen) Sortirwaage für baumwollene Garne angefertigt. Der Maassstab ist etwas weniger als $1/_6$ der natürlichen Grösse.

Drehachse zu bringen. Der Schenkel ac ist mit db durch Schrauben zu einem Ganzen vereinigt, sein unteres Ende aber mit einer schweren Kugel und vorher mit einem durchbrochenen Rahmen versehen, welcher letzterer mit einem Index (einer Zunge) zur Erleichterung des Ablesens ausgestattet ist. Die Kugel c dient dazu, den Arm ac bei unbelasteter Waage genau senkrecht zu stellen. An der eisernen Stange ff, welche auf Füssen g, zum Horizontalstellen eingerichtet, ruht, ist der verticale Radius eines (ebenfalls aus Messing gearbeiteten) Kreisquadranten hk festgenietet, auf dessen Bogen (wie die Figur erkennen lässt) eine entsprechend eingetheilte Scala angebracht ist.

Fig. 121.



Aus dem, was S. 14 (in der Note 1) über die Feinheitsnummern baumwollener Garne gesagt ist, erhellt ohne Weiteres, dass, je feiner baumwollenes Garn ist, um so grösser auch die Nummer desselben sein muss; je mehr Strähne (Zahlen, Schneller, Hanks) gehören auch zu einem Pfunde Garn, d. h. ein Schneller wiegt um so weniger, je höher seine Nummer ist, weshalb auch der Ausschlagwinkel $bac = \alpha$ um so grösser wird, je kleiner die Nummer oder je gröber das Garn des Bündels G ist, dessen Feinheitsnummer bestimmt werden soll.

Die Waage unserer Abbildung ist für Garne von Nr. 100 (d. h. wo ein 840 Yards langer Faden $\frac{1}{100}$ engl. Pfund wiegt) bis Nr. 5 brauchbar.

Die Eintheilung der Scala lässt sich entweder empirisch, oder mit Hülfe von Tabellen (wie sie u. a. Schlummberger an der citirten Stelle S. 8 giebt), oder mit Hülfe besonderer Rechnung ausführen, worüber namentlich in den vorher citirten Werken Redtenbacher's Auskunft zu erlangen ist.

Unter allen Umständen ist die Theilung einer Garnsortirwaage unrichtig, wenn sich die Bewegungen des Zeigers, d. h. die beschriebenen Bögen, gerade wie die angehängten Gewichte (oder verkehrt wie die Nummern der angehängten Zahlen oder Strähne) verhalten; dagegen ist die Theilung richtig,

wenn die Gewichte der Garnbündel den trigonometrischen Tangenten des Ausschlagwinkels proportional sind [1]).

Fig. 122 und 123 lassen die neuere Anordnung einer Zeigerwaage für baumwollene Garne erkennen, welche mit Weife (Garnhaspel) und Zählapparat

Fig. 122.

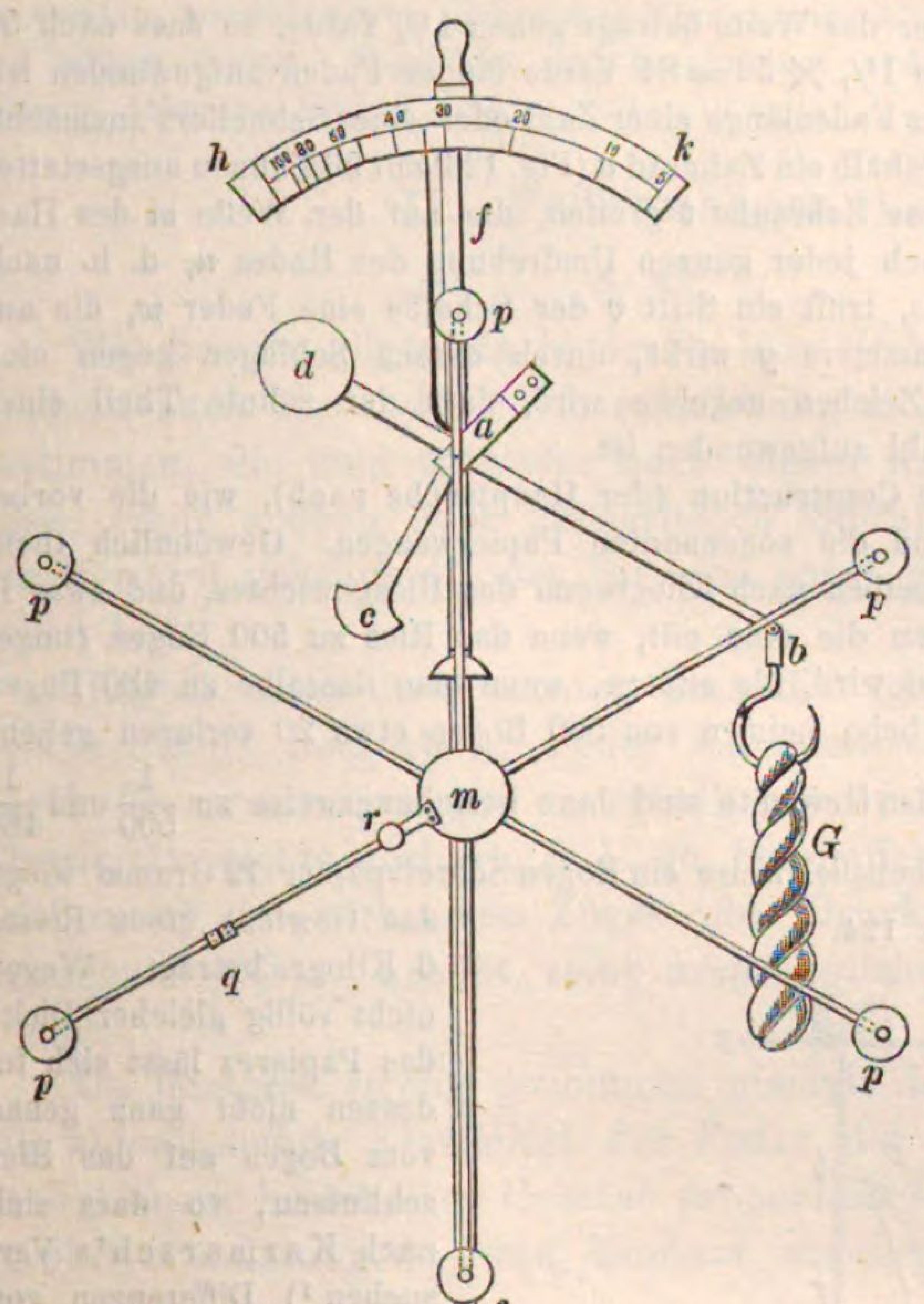
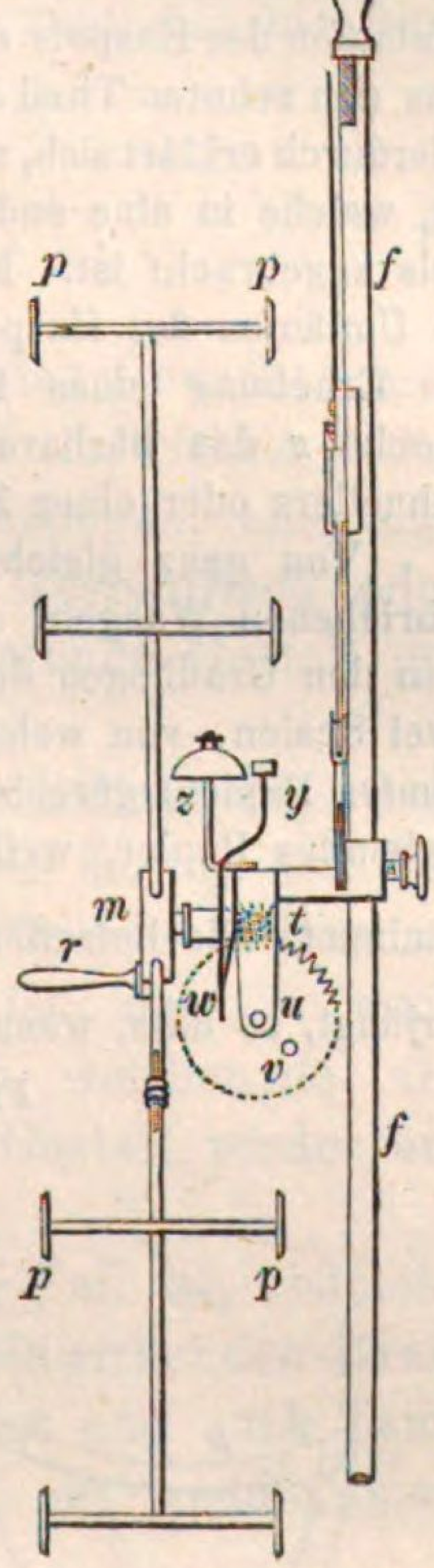


Fig. 123.

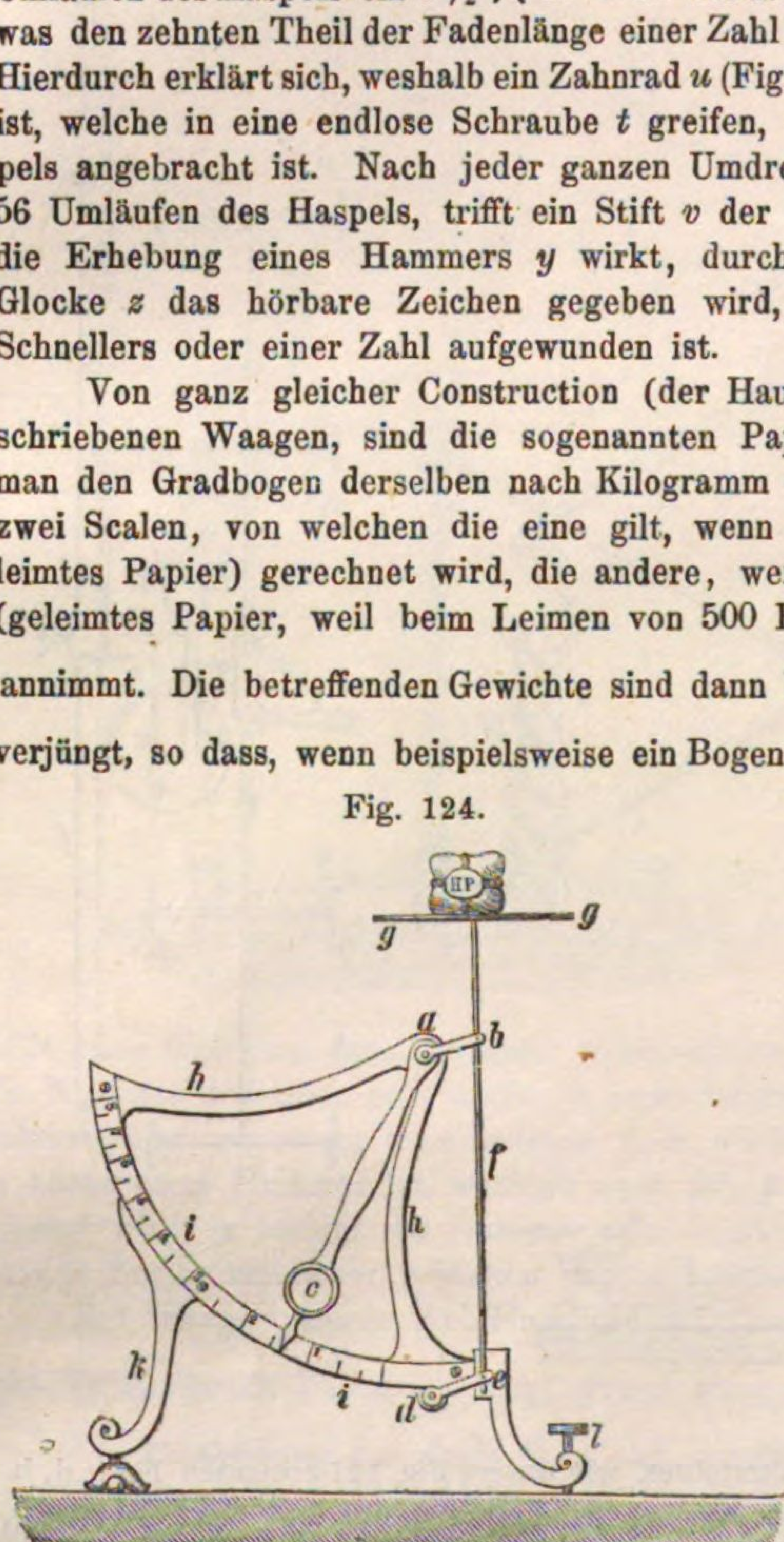


1) Ist die Garnwaage so eingerichtet, wie unsere Fig. 121 erkennen lässt, d. h. steht im unbelasteten Zustande der Arm ab genau horizontal und der ac vertical, so erhält man leicht für die gezeichnete Stellung, d. h. wenn die Waage mit G belastet ist: $G \,.\, \overline{ab} \,.\, cos.\, \alpha = W \,.\, \overline{as} \,.\, sin.\, \alpha$, sobald W das im Schwerpunkte s niederziehende Gewicht von $abcd$ und α den Ausschlagwinkel bezeichnet. Hieraus folgt, wenn man $ab = a$ und $as = b$ setzt: $tg.\, \alpha = \frac{a\,G}{b\,W}$, was zu beweisen war.

verbunden ist. Die eigentliche Waage *abcd* mit Gestelle *fg*, sowie Scala *hk* bedürfen nach dem Vorstehenden keiner Erklärung und ist die Weife von der Waage unabhängig, mit der Ausnahme, dass dieselbe mittelst einer Druckschraube und Hülse am verticalen Waageständer *ff* befestigt wird. Die Weife selbst bildet einen sechsarmigen Haspel *mpp*, dessen einer Arm bei *q* mit Scharnier und Hülse versehen ist, um diesen Arm niederlegen und das geweifte Garn leicht abnehmen zu können. Der Perimeter der Weife beträgt genau $1\frac{1}{2}$ Yards, so dass nach 56 Umläufen des Haspels ein $1\frac{1}{2} \times 56 = 84$ Yards langer Faden aufgewunden ist, was den zehnten Theil der Fadenlänge einer Zahl oder eines Schnellers ausmacht. Hierdurch erklärt sich, weshalb ein Zahnrad *u* (Fig. 123) mit 56 Zähnen ausgestattet ist, welche in eine endlose Schraube *t* greifen, die auf der Welle *m* des Haspels angebracht ist. Nach jeder ganzen Umdrehung des Rades *u*, d. h. nach 56 Umläufen des Haspels, trifft ein Stift *v* der Scheibe eine Feder *w*, die auf die Erhebung eines Hammers *y* wirkt, durch dessen Schlagen gegen eine Glocke *z* das hörbare Zeichen gegeben wird, dass der zehnte Theil eines Schnellers oder einer Zahl aufgewunden ist.

Von ganz gleicher Construction (der Hauptsache nach), wie die vorbeschriebenen Waagen, sind die sogenannten Papierwaagen. Gewöhnlich theilt man den Gradbogen derselben nach Kilogramm des Riesgewichtes, und zwar in zwei Scalen, von welchen die eine gilt, wenn das Ries zu 500 Bogen (ungeleimtes Papier) gerechnet wird, die andere, wenn man dasselbe zu 480 Bogen (geleimtes Papier, weil beim Leimen von 500 Bogen etwa 20 verloren gehen) annimmt. Die betreffenden Gewichte sind dann beziehungsweise zu $\frac{1}{500}$ und $\frac{1}{480}$ verjüngt, so dass, wenn beispielsweise ein Bogen Schreibpapier 12 Gramm wiegt, das Gewicht eines Rieses 6 Kilogr. beträgt. Wegen nicht völlig gleicher Dicke des Papieres lässt sich indessen nicht ganz genau vom Bogen auf das Ries schliessen, so dass sich nach Karmarsch's Versuchen [1]) Differenzen von 7 bis 20 Procent ergeben können, und zwar sowohl beim Hand- wie beim Maschinenpapiere.

Fig. 124.



Eine andere, recht gefällige Gattung von Zeigerwaagen lässt die Skizze Fig. 124 erkennen, die gewöhnlich als Briefwaage oder zum Abwägen kleiner Postpackete benutzt wird. Hier ist *a* der Drehpunkt des Winkelhebels *bac*, während der Gradbogen *hi* mit seinem Arme *h* und Füssen *kl*, wovon letzterer stellbar und ersterer so breit ist, dass sich zwei gehörig

1) Mechanische Technologie, 5. Aufl., S. 1479.

entfernte Stützpunkte bilden, die ganze Waage also überhaupt auf drei Punkten ruht, die nicht in gerader Linie liegen. Das cylindrische Stäbchen *f*, welches die Scheibe *g* zum Auflegen der Briefe etc. trägt, hängt zwischen den beiden gleich langen gabelförmigen Armen *ab* und *de*, sowie überhaupt für das Stäbchen eine entsprechende Senkrechtführung gebildet ist.

Als Briefwaagen verdienen noch die von Spindler in Stuttgart erwähnt zu werden, sowohl wegen sinnreicher Einrichtung, als einfacher Handhabung und billiger Preise. Abgebildet und beschrieben in der Deutschen Industrie-Zeitung, Jahrgang 1865, S. 154.

II. Federwaagen [1]).

§. 42.

Wie bereits allgemein bemerkt, lässt sich das Gewicht eines Körpers auch durch die Formveränderung einer elastischen Feder bestimmen, die man entweder nach einem Kreisbogen, einer Ellipse, einer ebenen oder körperlichen Spirale (cylindrisch oder kegelförmig) gekrümmt oder ihr eine sonst passende Gestalt gegeben hat.

Hierbei setzt man voraus, dass die (gewöhnlich) aus dem besten Stahle hergestellte Feder ein elastischer Körper ist, der durch Formveränderungen innerhalb gewisser Grenzen an seiner Elasticität nichts verliert, d. h. so beschaffen ist, dass er nach Entfernung des wirksamen Zuges oder Druckes, welchen der abzuwägende Körper ausübt, seine ursprüngliche Gestalt wieder annimmt.

Da letzteres streng genommen niemals der Fall ist, vielmehr die widerstehende Elasticität der Feder der einwirkenden Kraft nach keinem bestimmten Gesetze proportional ist und auch Temperaturveränderungen ihren Einfluss ausüben, so wendet man

1) Ausser Gerstner und Burg a. a. O. sind hier noch als bemerkenswerthe Quellen folgende zu nennen: Weisbach, Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, 4. Aufl., S. 284. — Rühlmann, Ueber einige Gewicht- und Federwaagen der Londoner Industrie-Ausstellung. Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrgang 1855, S. 346. — Heusinger, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Jahrgang 1853. Verschiedene Federwaagen an den Dampfkesseln der Locomotiven, insbesondere der von Meggenhofen, S. 84 und S. 110. Sylvester's Federwaagen, Deutsche Industrie-Zeitung, Jahrg. 1867, S. 433, mit Abbildungen auf Tafel XII. Ueber zur Eichung zulässige Federwaagen (zum Wägen von Eisenbahn-Passagiergepäck) sehe man die bereits wiederholt citirte Gesetzsammlung des deutschen Reiches, S. 289 ff. Ferner auch E. Schmidt's Abhandlung über Wägevorrichtungen für Eisenbahngepäck, Güter etc. in Heusinger's Handbuch der speciellen Eisenbahntechnik, Bd. 4, S. 112 ff.

derartige Waagen entweder nur da an, wo in Bezug auf die Stärke der Feder bloss ganz verhältnissmässig geringe Lasten abgewogen werden (und wobei man die Ausdehnungen der Feder diesen Lasten proportional annehmen darf) oder wo die Schnelligkeit des Abwägens von grösserer Bedeutung ist, als eine sehr strenge Gewichtsbestimmung, wie solches beispielsweise beim Verkaufe von Heu, Stroh, überhaupt in der Land- und Hauswirthschaft, beim Abwägen des Passagiergepäcks der Eisenbahn-Güter-Expeditionen u. s. w. der Fall ist.

Fig. 125.

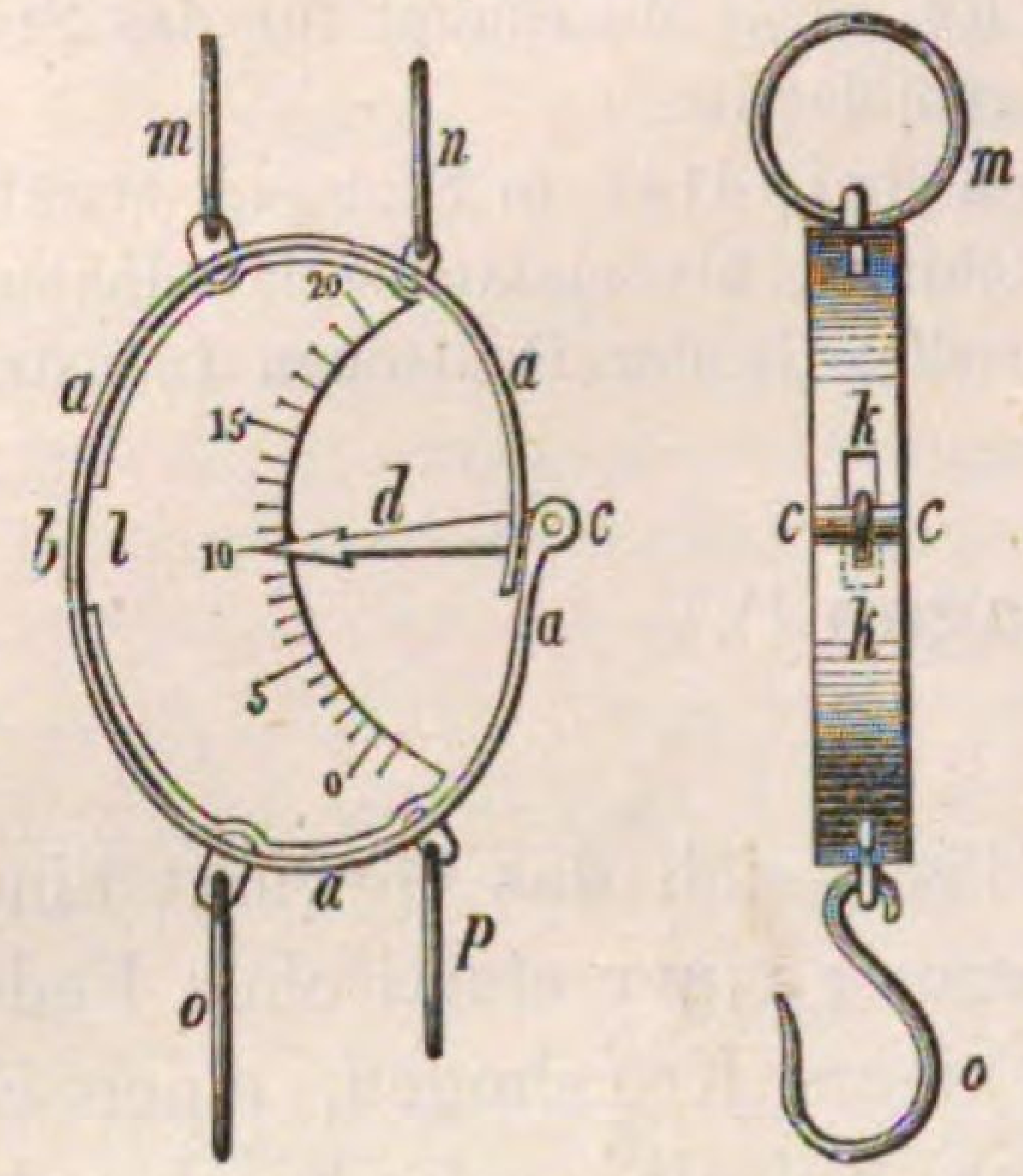
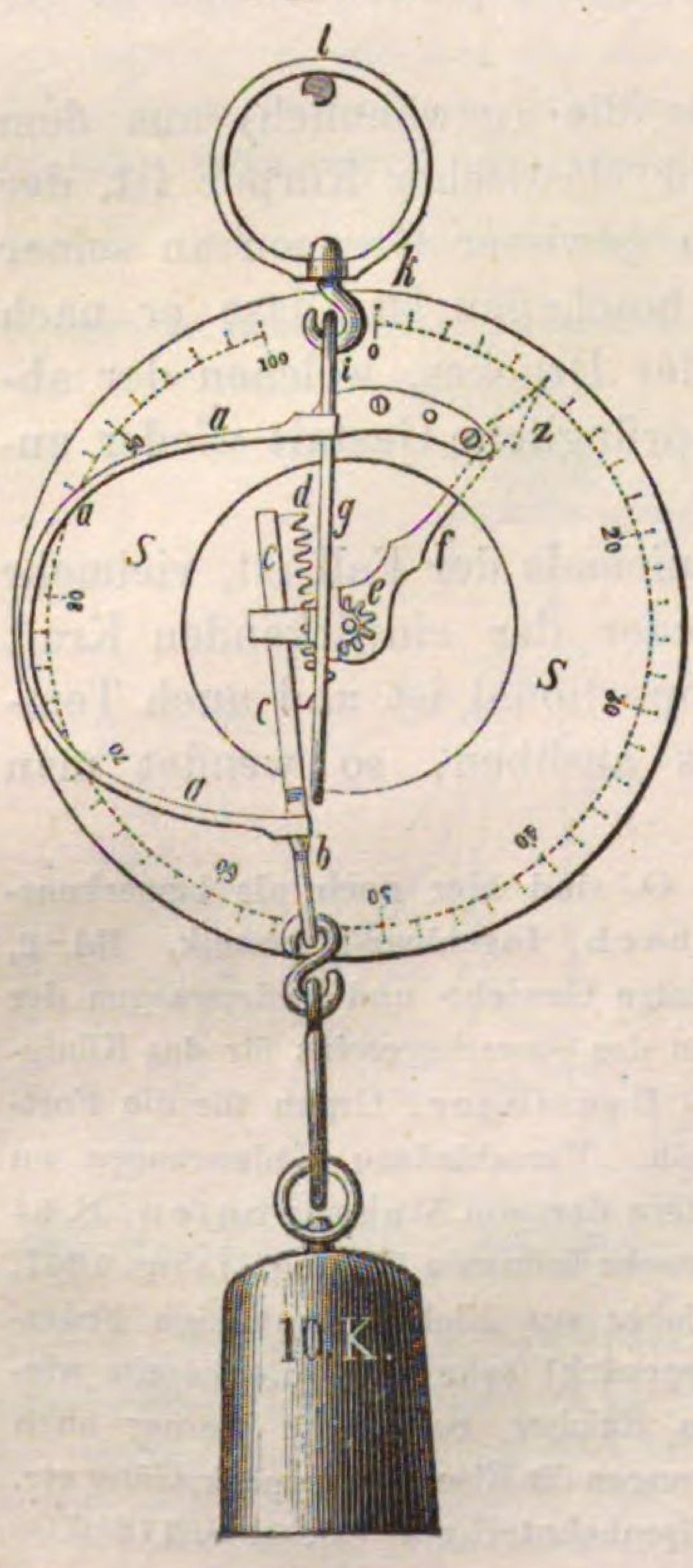


Fig. 126.



Die einfachste der im praktischen Leben bekannten Federwaagen zeigt die Skizze Fig. 125 in zwei verschiedenen Ansichten.

aa ist die elliptisch gebogene, jedoch nicht geschlossene Stahlfeder. Beide Enden derselben sind etwas über einander weggeführt, das eine Ende mit einem Schlitze *k*, das andere mit einem um einen Stift *c* drehbaren Zeiger *d* versehen, der so durch gedachten Schlitz reicht, wie aus der Abbildung erhellt.

An der Feder ist bei *b* eine Platte *l* befestigt, auf welche man empirisch getheilte Scalen getragen hat, wovon man die Gewichte grösserer oder kleinerer Lasten ablesen kann, je nachdem man diese an den Haken *o* oder *p* aufhängt, während die Waage selbst beziehungsweise an den Ringen *m* oder *n* festgehalten wird.

Eine andere derartige, aber noch zweckmässiger construirte Federwaage (von Leberton Fils-Ainé in Paris) zeigt Fig. 126.

An den beiden Enden der Stahlfeder *a* sind beziehungsweise die schmiedeeisernen geraden Stücke *c* und *g* be-

festigt, wovon erstere eine Zahnstange trägt, letzteres mit einem Ausschnitte versehen ist, um zwischen demselben ein Getriebe *e* lagern zu können, an dessen Achse sich ein Zeiger *f* befindet.

Wie aus der Skizze erhellt, ist das obere, hierzu lappenförmig gestaltete Ende der Feder durch Schrauben mit einem messingenen Ringstücke *S* verbunden, auf welchem die erforderliche Scala *z* zum Ablesen der Gewichtsgrösse angehangener Lasten aufgetragen ist. Die Scala ist übrigens empirisch getheilt und die Abstände der Theilstriche sind streng genommen überall verschieden. Das der polytechnischen Schule in Hannover gehörige Exemplar dieser Waage, wovon obige Skizze (in $^1/_3$ der wahren Grösse) genommen wurde, ist für Lasten bis zu 100 Kilogramm bestimmt und hat sich dieses (seit 1854) ungeachtet des häufigen Gebrauches sehr gut gehalten.

Eine in England für den Hausgebrauch allgemein angewandte (die Salter'sche) Waage mit schraubenförmigen Spiralfedern ist Fig. 127 und 128

Fig. 127.

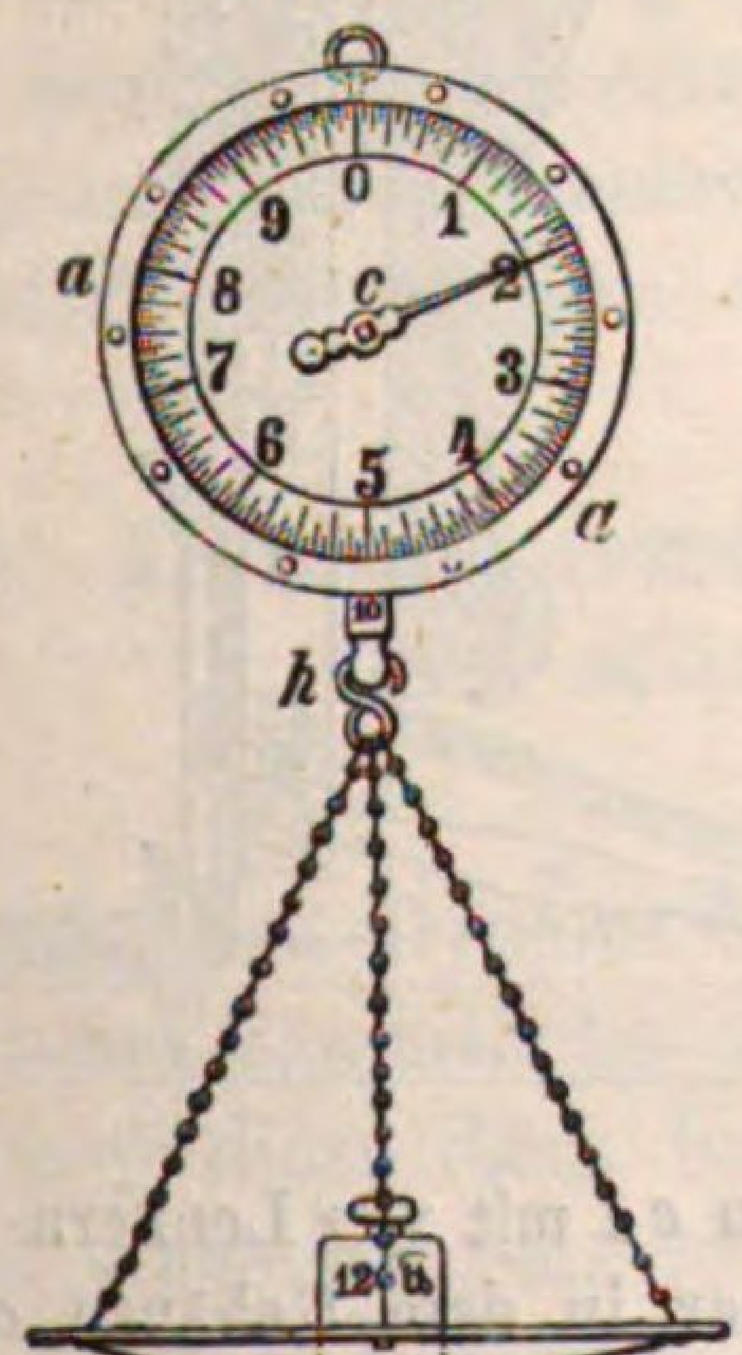
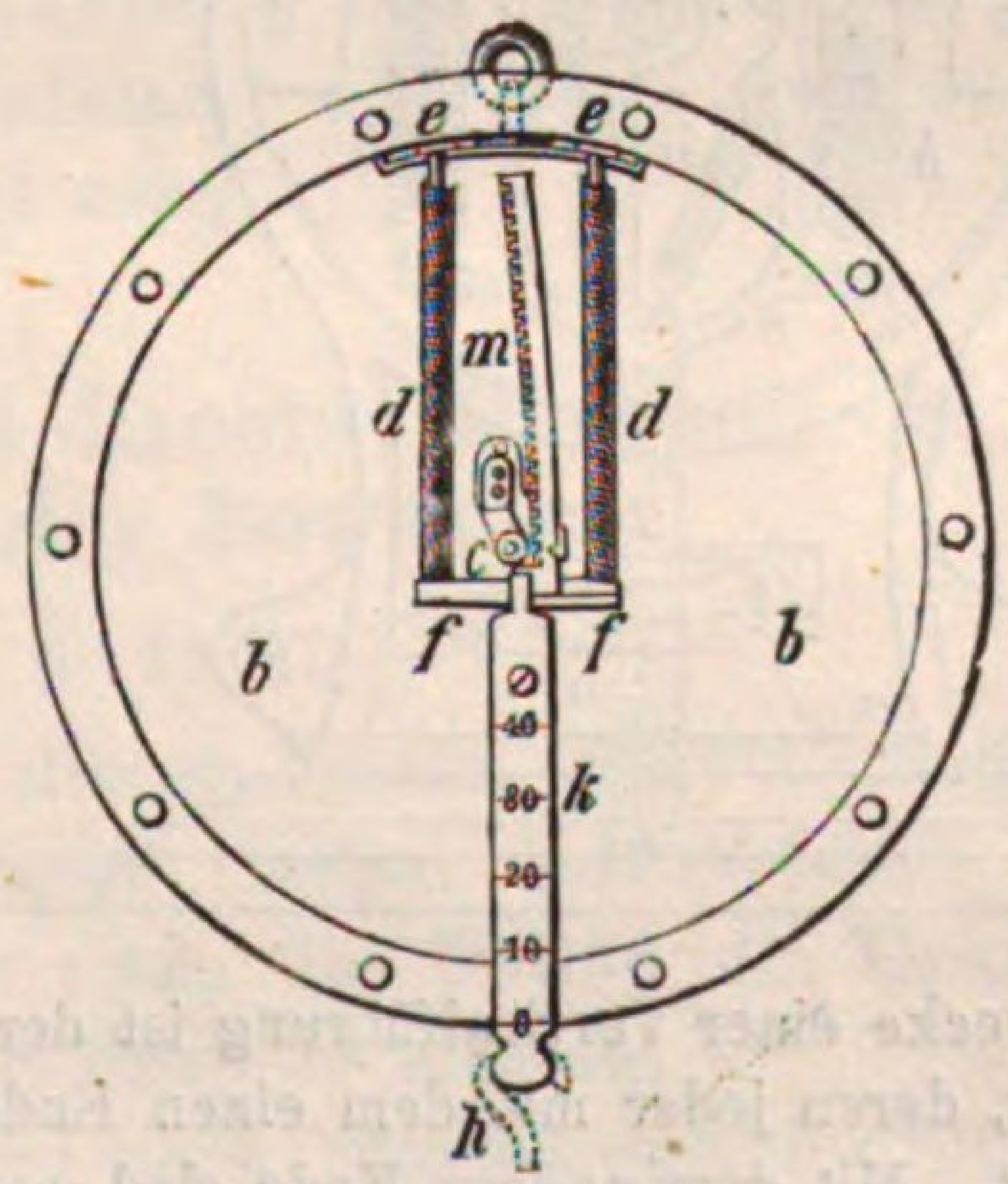


Fig. 128.



(beziehungsweise in $^1/_{16}$ und $^1/_8$ der wahren Grösse) dargestellt. Zwei tellerförmige, durch Flantsche mittelst Schrauben vereinigte Metallplatten *ab* schliessen den ganzen Mechanismus der Waage in sich, wobei die beiden Spiralfedern *dd* nächst dem Plattenrande in Nuthen *e* festgehalten werden, während ihre unteren freien Enden durch einen Anker *f* vereinigt sind. Dieser Anker dient zur Aufnahme einer geraden Scalenplatte *k*, an deren tiefstem Ende der Haken *h* zum Aufhängen einer Waagschale angebracht ist.

Mit der Achse *c* des vorhandenen Zeigers ist ein Zahngetriebe verbunden, welches beim Auf- und Niedergange einer Zahnstange *m* in entsprechende Umdrehung versetzt wird. Die gebogene Gestalt der Zahnstange hat zum Zwecke, dass ungleiche Längenausdehnungen der Feder durch gleich grosse Umdrehbogen des Zeigers angegeben werden können oder die Scala auf der Vorderplatte gleiche Theile erhalten konnte.

Der Theilhaber der Firma Salder & Comp., ein gewisser John Sylvester, hat vorbeschriebene Federwaage zu einer Art Tischwaage umgestaltet, die noch erwähnt zu werden verdient. Fig. 129 und 130 lassen die An-

ordnung dieser Waage erkennen. Mit dem Tische oder der Tafel *ee*, worauf der abzuwägende Gegenstand gelegt wird, ist eine Stange *d* verbunden, welche an einem Rahmen *cc* befestigt, dessen Gestalt aus der Figur erhellt und der in seiner Fortsetzung nach unten in eine Stange *g* ausläuft, die jener von *d* gleicht. Gedachter Rahmen *cc* ist an zwei Spiralfedern *hh* aufgehangen, während deren obere Enden an Vorsprüngen *ii* des Gehäuses *aa* befestigt sind.

Fig. 129.

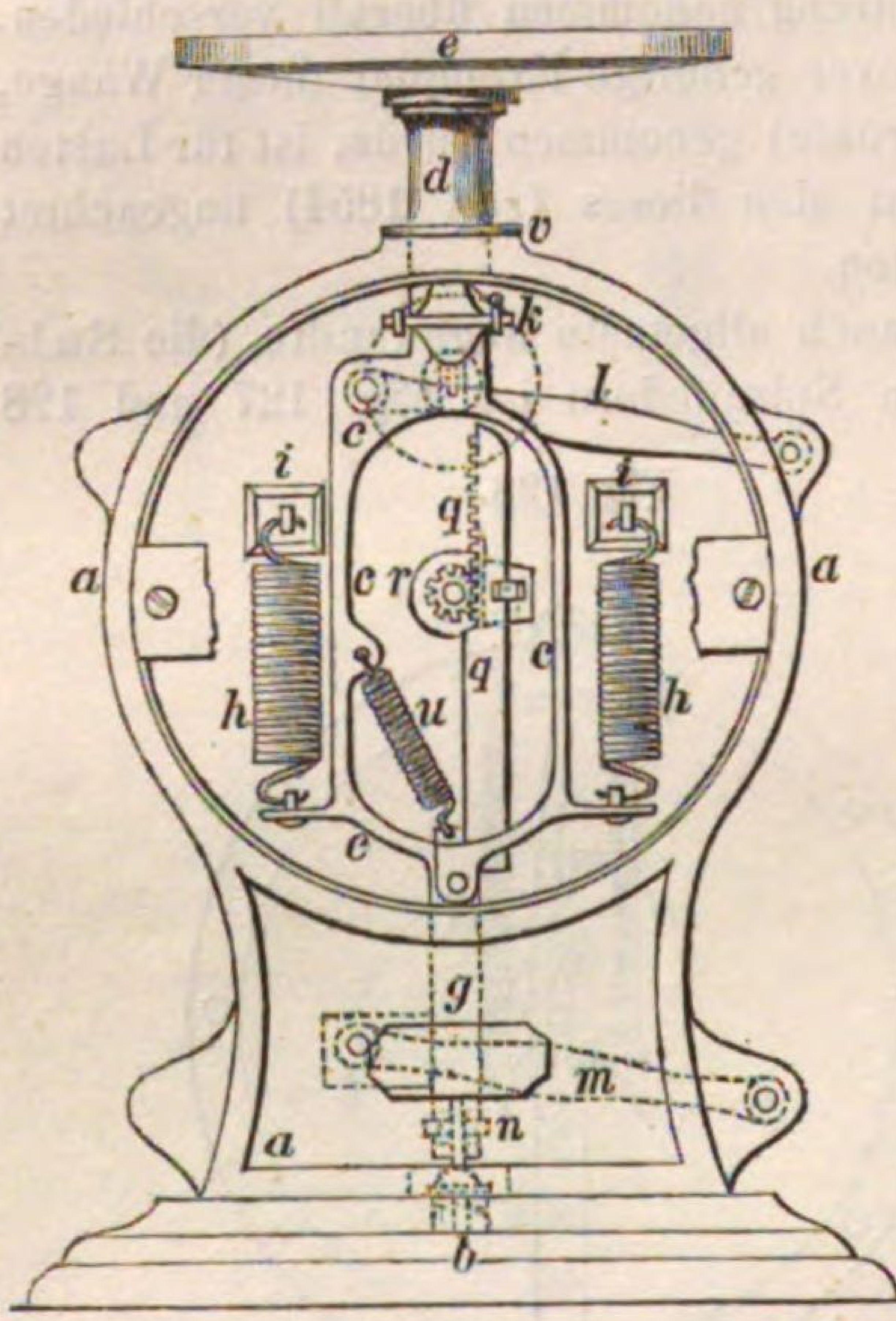
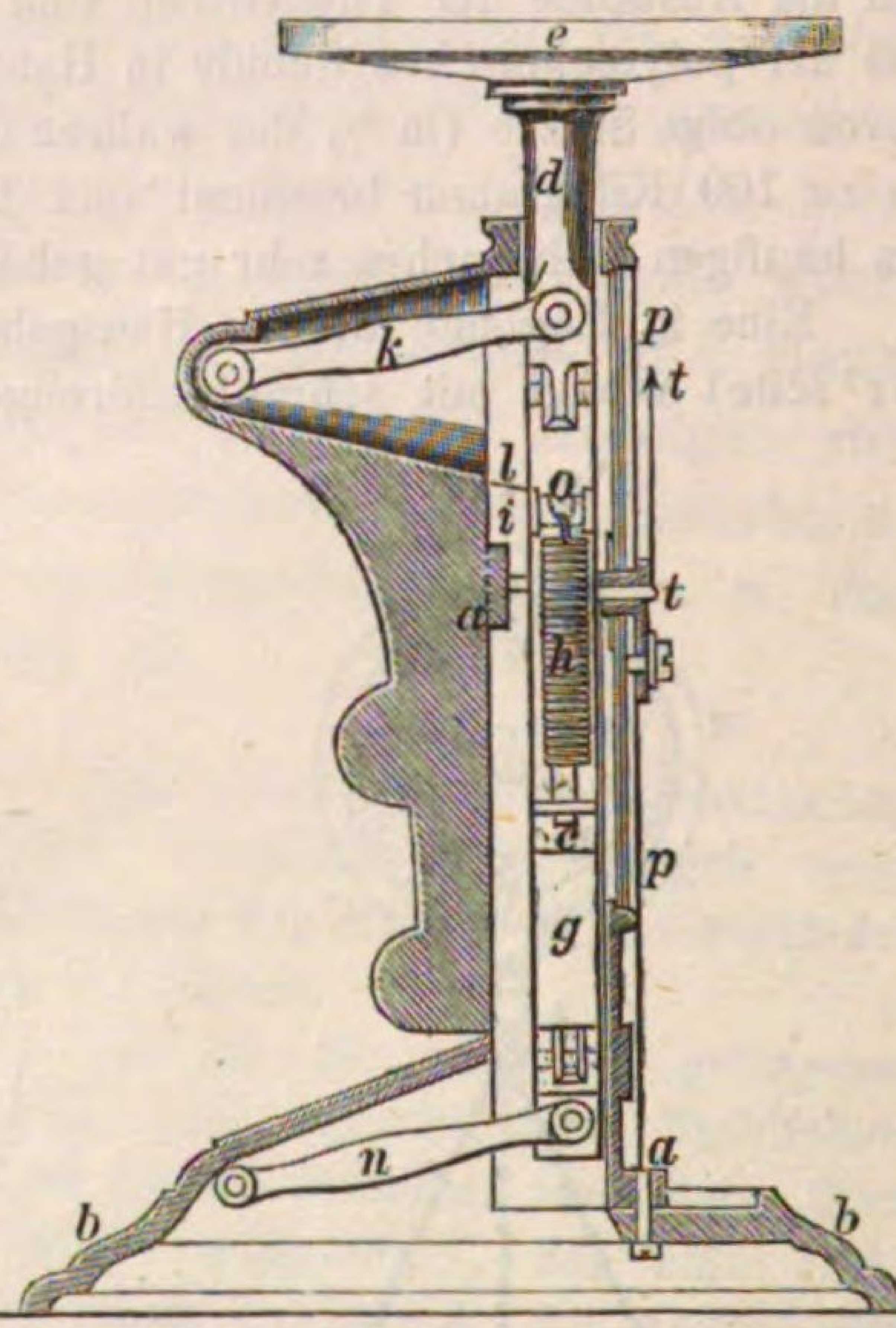


Fig. 130.



Zum Zwecke einer Verticalführung ist der Rahmen *cc* mit vier Lenkern *klm n* vereinigt, deren jeder mit dem einen Ende drehbar in dem Gehäuse *aa* gelagert ist. Mit dem andern Ende sind zwei von ihnen, nämlich *m* und *n* an der Stange *g* befestigt, der dritte *k* an der Stange *d* und der vierte *l* an dem Rahmen *cc* selbst. Innerhalb des Rahmens *cc* ist eine Zahnstange *q* angebracht, in welche ein Zahnrad *r* eingreift. Mit der Achse des letzteren ist ein Zeiger *t* verbunden, der das Gewicht der abzuwägenden Waare auf einer eingetheilten Platte *pp* anzeigt. Eine besondere kleine Feder *u* dient dazu, die Zahnstange *q* stets im Eingriffe mit dem Zahnrade *r* zu erhalten.

Fünftes Capitel.

Dynamometer[1]).

§. 43.

Dynamometer sind Instrumente oder Maschinen, womit man entweder den Zug oder Druck misst, welchen vorhandene Kräfte äussern, oder die Grösse der mechanischen Arbeit, wenn diese Kräfte Widerstände längs gegebener Wege zu überwinden haben.

Alle zur Zeit bekannten Dynamometer lassen sich in zwei Classen bringen. Bei denen der ersten Classe misst man Kraft oder Arbeit durch directe Verbindung mit dem Widerstande, mit der Bewegungs- oder Arbeitsmaschine, während man bei den Dynamometern der zweiten Classe einen künstlich erzeugten proportionalen Widerstand oder eine eben so hervorgerufene widerstehende Arbeit misst.

I. Dynamometer mit directer Messung bei fortschreitender Bewegung.

§. 44.

Zu den Dynamometern dieser Classe gehören selbstredend zunächst sämmtliche im vorigen Capitel betrachteten Waagen, insofern diese dazu bestimmt sind, die Stärke der Gravitationskraft eines Körpers gegen die Erde zu messen.

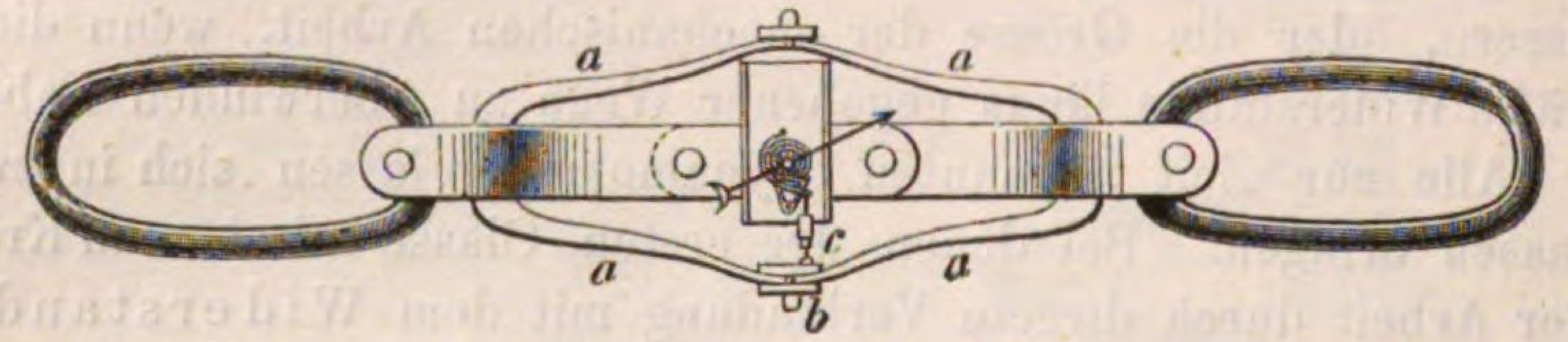
Obwohl sich diese Waagen auch zum Messen der Intensitäten anderer Kräfte verwenden liessen, so zieht man doch Instrumente

1) Hachette, Notice historique sur les dynamomètres. Bulletin d'encouragement. 27e. année. 1827. P. 239. — Dictionnaire technologique. Paris 1828. Tom. 7, P. 228 und Tom. 12, P. 457. Pl. 34. „Arts mécaniques." — Poncelet, Cours de mécanique appliquée aux machines. Sect. V. Deutsch von Schnuse. Bd. 2. S. 186. — Egen, Untersuchungen über die Effecte einiger in Rheinland und Westfalen bestehender Wasserwerke. Berlin 1831. S. 40. — Karmarsch-Prechtl's Technologische Encyklopädie. Bd. 4. 1833. Artikel „Dynamometer". — Morin, Notice sur divers appareils dynamométriques etc. Deux. Ed. Paris 1841. — Segnitz, Ueber die Anforderungen an einen zur Prüfung von Ackergeräthschaften geeigneten Kraftmesser. Ann. der Landwirthschaft in den preussischen Staaten. IX. Jahrg. 1855. S. 206. — Pauli, Kunst- und Gewerbeblatt für Bayern. Bd. 27. S. 452. — Weisbach, Ingenieur-Mechanik. Bd. 2 4. Aufl. 1865. §. 123 etc. — Schneider, Supplemente zu Prechtl's Technologischer Encyklopädie. Bd. 2. 1859. Artikel „Dynamometer". — Karmarsch,

und Maschinen vor, welche mit Rücksicht auf Zweck, Sicherheit, Schnelligkeit und Bequemlichkeit des betreffenden Messens ersonnen und ausgeführt worden sind.

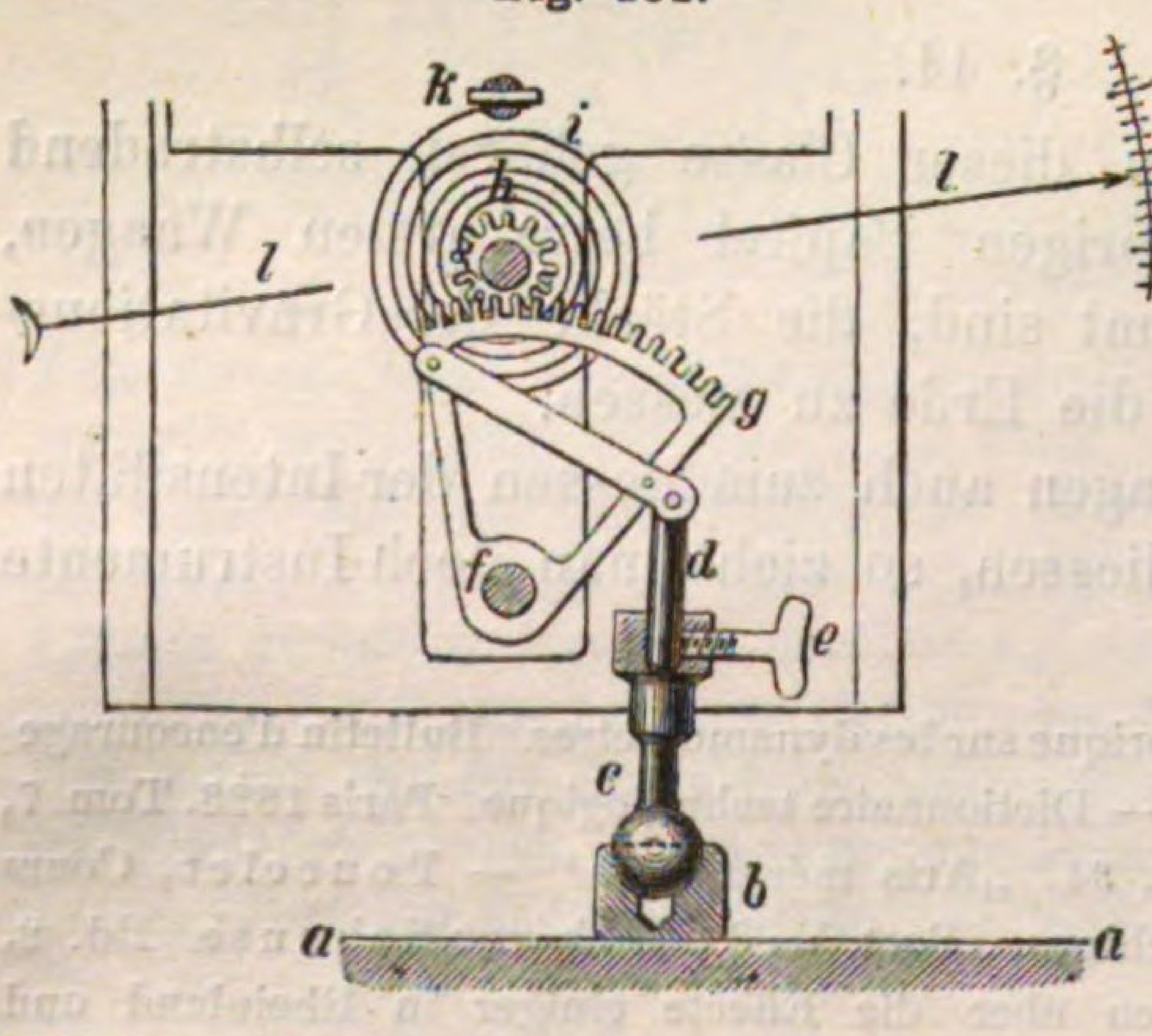
Einen derartigen, für Zugkräfte brauchbaren Dynamometer, wie ihn die Herren Schäffer und Buddenberg namentlich zur Ermittelung des Zugwiderstandes für landwirthschaftliche Maschinen und Geräthe anfertigen, zeigen die Skizzen Fig. 131 und 132.[1]

Fig. 131.



Den Haupttheil bildet dabei eine Stahlfeder *a*, die beim Gebrauche in der Richtung ihrer grossen Achse gezogen wird, und wobei man die entstehenden verhältnissmässig geringen Formänderungen derselben durch einen Fig. 132 in wahrer Grösse skizzirten Mechanismus derartig multiplicirt oder vergrössert, dass solche dem Zwecke entsprechend bestimmt, sicher wahrgenommen und von einem Zeiger auf einer in der Abbildung weggelassenen Scala angegeben werden können. Die Theilung der Scala geschieht auch hier empirisch.

Fig. 132.



Die an den Enden sichtbaren Zugglieder zum Einhängen von Haken etc. sind nicht direct an die Feder *a*, sondern in eine Art von Gabel gehangen, wovon der Stiel oder die Zinke einer jeden nach innen verlängert ist, so dass sie beide über einander weggleiten können, mit der Gabelvertiefung aber sich gegen die schmalen Enden der Feder *a* lehnen. Führungsstifte, in der Skizze Fig. 131 durch Kreise angegeben, verhindern dabei mögliche unzweckmässige Drehungen.

[1] Ueber Garn-Dynamometer (zur Festigkeitsprüfung der Garnfäden). Handbuch der mechanischen Technologie. Bd. II, S. 858. — Hirn „Pandynamometer“. Oesterreichischer officieller Bericht über die Pariser Ausstellung von 1867, Bd. I, Heft 3, S. 99 und mit Abbildungen begleitet in der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architektenvereins, Jahrg. 1868, S. 107. — Holst, Eisenbahnwaagen-Dynamometer. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Jahrg. 1871, S. 467. — Spons' Dictionary of Engineering, Artikel „Dynamometer“. (P. 1301) und Dynamometer Car (P. 1306).

An der einen Seite der Feder, in der Richtung ihrer kleinen Achse, ist ein Kugellager *b* gebildet, um den Zapfen eines Körpers *c* aufnehmen zu können, in dessen oberem verstärkten Theile ein Stift *d* Platz findet, der höher oder tiefer gestellt und nachher von einer Druckschraube *e* festgehalten werden kann. Mit dem oberen Theile von *d* ist eine Schiene scharnierförmig in Verbindung gebracht, welche an zwei Stellen des verzahnten Kreissectors *fg* befestigt ist, der sich um die Achse *f* drehen kann. Der Zahnbogen *g* befindet sich ferner im Eingriffe mit einem Getriebe *h*, an dessen Achse der Zeiger *l* sitzt, wobei die gehörige kreisförmige Scalenplatte in der Skizze weggelassen ist.

Eine auf der unbeweglichen Platte *k* befestigte Spiralfeder *i* befördert nach Entfernung der Zugkraft den raschen und sicheren Zurückgang des Zeigers auf den Nullpunkt der Scala.

Zur Angabe der grösseren Kraftäusserungen steckt man in der Regel auf die Achse *l* einen zweiten Zeiger, einen sogenannten Maximumzeiger, lose auf, der über dem Zeiger *l* liegt und mit einem Stifte versehen ist, der bis zur Ebene herabreicht, in welcher sich *l* bewegt, so dass der obere Zeiger vom unteren verschoben werden kann. Der untere Zeiger hat nichts, wodurch sein Rückgang veranlasst werden könnte; er bleibt also an der Stelle der Scala stehen [1]), wohin ihn der grösste Ausschlag des unteren Zeigers *l* führte, welcher überhaupt bei einem bestimmten Versuche vorkam.

Die oben genannten Fabrikanten liefern diese Dynamometer für Zugkräfte bis zu 15 Centnern und mehr. Ein der polytechnischen Schule in Hannover gehöriges Exemplar hat sich bis jetzt gut gehalten.

Es bedarf kaum der Erwähnung, dass der beschriebene Dynamometer, wie die meisten seiner ähnlichen Vorgänger, nicht im Stande ist, die mittlere Kraft anzugeben, welche ein Zugwiderstand zur Ueberwältigung erfordert, obwohl in der Regel gerade diese Kraft es ist, welche zu kennen erforderlich wird.

Letzterem Uebelstande abzuhelfen, hat man mancherlei mechanische Combinationen versucht [2]), wovon sich aber keine in gehörigem Maasse brauchbar zeigte. Die Lösung der Aufgabe ist allein durch Registrirapparate bewirkt worden, die man in geeigneter Weise mit den Dynamometern verband.

Die Fig. 133 und 134 stellen den im Jahre 1841 vom Hofrathe Herrn Burg [3]) in Wien angegebenen Registrirungsapparat dar, welchen derselbe in sinniger Weise mit dem bereits seit langer Zeit allgemein bekannten Federdynamometer des Franzosen Regnier [4]) zu vereinigen verstand.

1) Gewöhnlich versieht man die untere Seite des Maximumzeigers mit einem Tuchläppchen etc., durch dessen Reibung das Selbstzurückgehen noch besser verhindert wird.

2) Gerstner, Handbuch der Mechanik. Bd. 1. S. 216. §. 212.

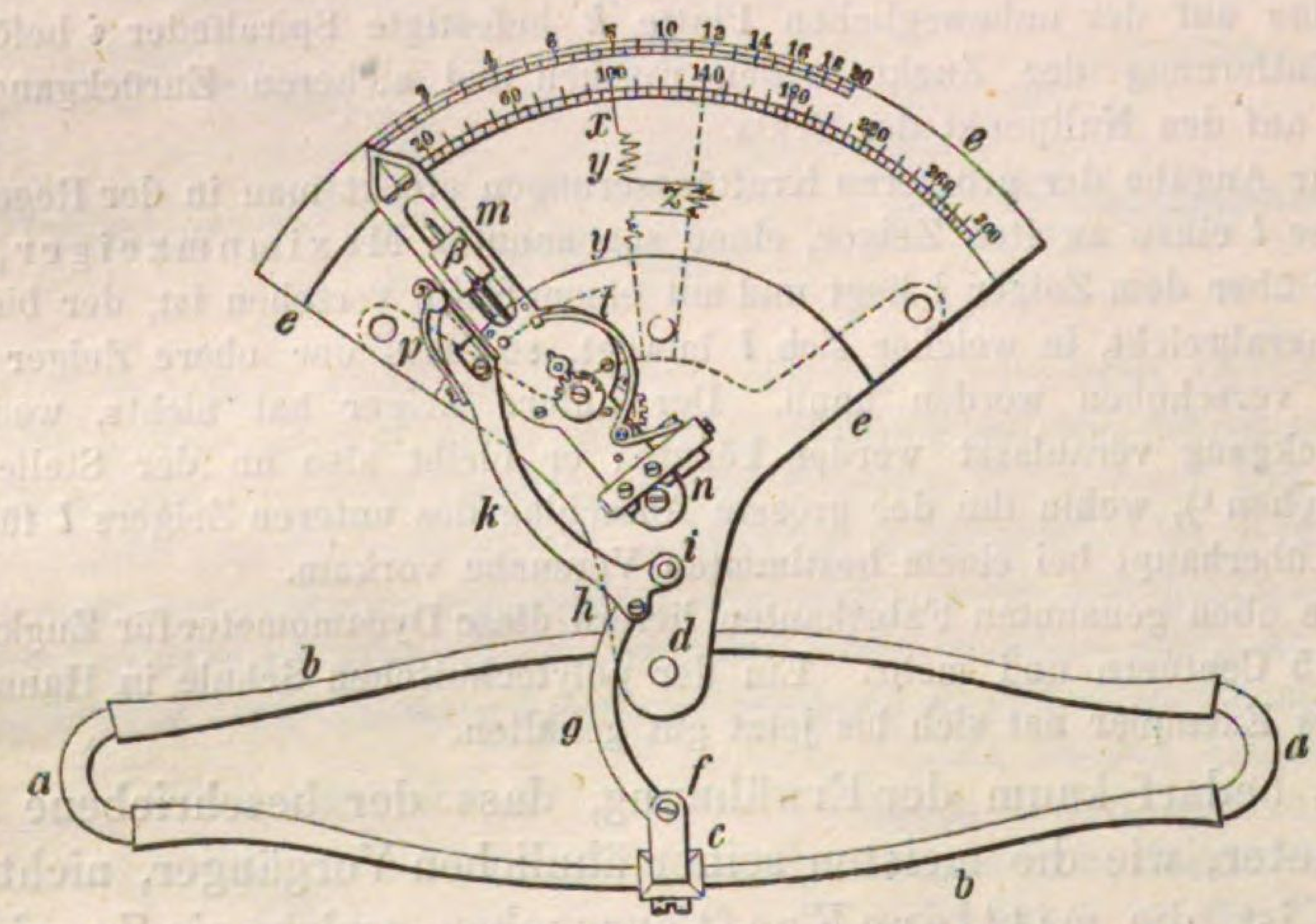
3) Verhandlungen des niederösterreichischen Gewerbevereins. 1843. 8. Heft. S. 103.

4) Sur le dynamomètre de Regnier. Journal des mines. Nr. 97. Vol. 17. Année XIII. (1805.) P. 51. Pl. 1. — Bulletin d'encouragement. 16e. année. 1817. P. 133. „Mémoire sur le dynamomètre de M. Regnier.“

Um die Burg'sche Verbesserung recht zu beurtheilen, müssen wir zuerst die Theile der Fig. 133 beschreiben, womit bereits Regnier seinen Dynamometer ausrüstete.

Hierher gehört die eigenthümlich geformte Stahlfeder *ab*[1]), an deren kleinen Achsenden einerseits eine Knagge *c*, andererseits eine segmentartige Messingplatte *de* befestigt ist. Auf dieser Platte ist um den Punkt *i* drehbar ein Winkelhebel *ihk* angebracht, dessen längerer Arm *k* mit dem Zeiger *m* in entsprechende Verbindung gesetzt ist, so dass dieser Zeiger die Formveränderungen der Feder und damit die Grösse der einwirkenden Zug- oder Druckkraft gehörig anzugeben vermag.

Fig. 133.



Mit dem Winkelhebel *ihk* und der Knagge *c* hat man ferner mittelst Stiften *h* und *f* gelenkartig eine gekrümmte und gehörig steife Schiene *g* vereinigt.

Wenn man nun entweder durch Ziehen der Feder an beiden Enden *a* der Längenachse, oder durch Drücken in der Richtung *cd* der kleinen Achse eine Formänderung derselben bewirkt, so wird dadurch in beiden Fällen eine Annäherung der Punkte *i* und *f* erzeugt, demzufolge wieder, da das Stück *g* stark genug ist, um keine Biegung zu erfahren, eine Verschiebung des Punktes *h* nach oben und damit eine Ortsveränderung des Zeigers *m* bewirkt.

Von den beiden vorhandenen Scalen dient die obere zur Angabe der Zugkräfte, die untere zur Angabe der Druckkräfte, wobei die erstere nach Centnern, die zweite nach Pfunden empirisch getheilt ist.

Was sodann die Burg'sche Registrirvorrichtung speciell anlangt, so besteht dieselbe vorerst aus dem eigenthümlich gestalteten Zeiger *m*, der Fig. 134 im vergrösserten Maassstabe (halbe wahre Grösse) besonders abgebildet ist.

1) Mit Ausnahme der äussersten Enden *a* wird die Feder überall von einem Lederüberzuge *b* geschützt.

Die obere Hälfte dieses Zeigers ist ausgeschnitten und mit einer Längennuth $\alpha\delta$ versehen, in welcher sich ein kleiner Schlitten β leicht auf- und abschieben lässt, der einen Schreibstift trägt, dessen Ort (Spitze nach unten gekehrt) durch den kleinen Kreis η angegeben ist.

Fig. 134.



Die untere Zeigerhälfte wird von einem Uhrwerke eingenommen, welches mit einem Windfange w als Regulator (für eine kaum 5 Minuten dauernde Bewegung) versehen ist. Die Achse n des unbeweglichen Federhauses, welche sich mit dem grossen Bodenrade gleichzeitig dreht, ist so angeordnet, dass sich auf derselben ein Faden δ aufwickeln kann, dessen freies Ende an den bemerkten Schlitten β geknüpft ist, wodurch dieser der Achse n zugeführt wird, wenn man die Uhr in Gang setzt. Durch einen in Fig. 133 sichtbaren Sperrhebel t kann das Uhrwerk und mit ihm der Schreibstift η in seiner Bewegung augenblicklich gehemmt werden.

Mittelst eines Stiftes l (Fig. 134) ist ferner der Zeiger m mit dem Ende p des langen Armes k vom Winkelhebel $h\,i\,k$ in Verbindung gesetzt, und endlich ist die Fläche y der Messingplatte e so tief ausgedreht, dass ein gehörig geschnittener Papierstreifen von entsprechender Dicke derartig aufgelegt und beziehungsweise (durch in der Zeichnung weggelassene Reiber) festgehalten werden kann, dass die obere Papierfläche in die Ebene der Messingplatte fällt.

Beim Gebrauche der Instrumente würde, nach gehörigem Ingangsetzen der Uhr, der Schreibstift η des Schlittchens β eine gerade Linie beschreiben, welche, gehörig verlängert, durch den Mittelpunkt n der Kreisscalen ginge, wenn der Zeiger, einmal vom Nullpunkte der Scalen entfernt, immer an derselben Stelle verbliebe. Da letzteres aber niemals der Fall ist, der Zeiger vielmehr kleinere oder grössere Zuckungen oder Oscillationen, ja bei aussergewöhnlichen plötzlichen Widerständen sogar vollständige Sprünge macht, so beschreibt in den ersten Fällen der Schreibstift entweder gezackte Linien, wie $x\,y$ (Fig. 133), oder in dem sogenannten extremen Falle eine Figur z mit besonders hervortretenden Spitzen. Aus der überhaupt erhaltenen Zeichnung lässt sich die mittlere Zugkraft abschätzen.

Ungeachtet der sinnreichen Idee, welche dem Burg'schen Dynamographen zu Grunde liegt, leidet derselbe doch an einigen Mängeln, die seine ganz allgemeine Brauchbarkeit etwas einschränken.

Erstens sind die in radialer Richtung vom Bleistifte beschriebenen Linien nicht den zurückgelegten Wegen, sondern den verflossenen Zeiten proportional, wodurch man wenigstens in allen den Fällen verhindert wird, auf die Grösse der geleisteten Arbeit zu schliessen, wo die Bewegung der Zugkraft (des Menschen oder des Thieres) keine gleichförmige ist. Das Uhrwerk geht un-

gestört fort, wenn die Kraft zu wirken aufhört, oder wenn ein unerwarteter Widerstand ganz ungewöhnliche Anstrengungen hervorruft u. s. w.

Zweitens ist es einigermassen schwierig, aus dem erhaltenen Diagramm mit völliger Sicherheit auf die ausgeübte mittlere Kraft zu schliessen, selbst wenn man dabei den von Burg hierzu vorgeschlagenen Winkelhaken [1]) in Anwendung bringt [2]).

Minder bedeutsame Uebelstände, wie, dass die Uhr nur zu kurze Zeit (höchstens 5 Minuten) im Gange bleibt, der zurückgelegte Versuchsweg also zu kurz ist, dass Erschütterungen und Stösse leicht auf die feinen Theile des Zeigerwerkes einwirken, der vorhandene Faden zum Fortziehen des Schreibstiftes oft Störungen verursacht und dieser Stift selbst zuweilen aus dem einen oder anderen Grunde seine Dienste versagt, lassen sich zum Theil beseitigen, oder kommen mehr oder weniger auch an anderen Instrumenten vor. Für nur vergleichende Versuche mit landwirthschaftlichen Geräthen ist deshalb zur Zeit Burg's Dynamograph dennoch das allein zu empfehlende Instrument.

Für den Zweck absoluter Zugkraftbestimmungen ist vor Allem der Zugdynamometer des Generals Morin anzurathen, wie er, besonders zu Versuchen mit landwirthschaftlichen Geräthen angeordnet, Fig. 135 in der Ansicht von oben (Grundrissfigur) abgebildet ist, und zwar nach einem Exemplare, welches die polytechnische Schule in Hannover vor einigen Jahren vom Mechaniker Clair in Paris bezog.

Den Haupttheil bilden hier zwei Stahlschienen *aa*, jede von 75 Centimeter Länge, 4 Centimeter Höhe und 9½ Millimeter mittlerer Dicke [3]), die an ihren Enden durch Platten *b* derartig verbunden sind, dass eine Art von parallelepipedischem Rahmenwerke entsteht, welches um seine vier Eckkanten etwas drehbar ist.

Beide Federn sind zwischen zwei gabelförmigen Bügeln *i* aufgestellt (in

1) A. a. O. S. 109.

2) Die von der Bleistiftlinie und einem entsprechend gezogenen Radius (oder von der äusseren Kante des erwähnten Winkelhakens) nach der Drehachse des Zeigers begrenzte Fläche ist ein Product aus Kraft und Zeit. Um daher die mittlere Kraft (§. 45) zu bestimmen, muss man gedachtes Product durch die Zeit dividiren. Hierbei ist jedoch vorausgesetzt, dass die Bewegung eine völlig gleichförmige war.

3) Die äusseren Verticalflächen der Feder *a* sind parabolisch gekrümmt, die inneren dagegen eben.

Die grösste Dicke in der Mitte beträgt 16 Millimeter, die kleinste an jedem der Enden 3 Millimeter. Die grösste zulässige Zugkraft darf 400 Kilogramm nicht überschreiten.

der Abbildung nur der obere sichtbar), welche gemeinschaftlich an der mit *h* bezeichneten Stelle auf einer Brücke befestigt ist, die in der Abbildung weggelassen wurde, mit beiden Enden aber auf den langen Tragwänden *δ* des Gestelles ruht. Ferner wird die hintere Feder von einem Stücke *c* gehalten, welches mit *h* und der Gestellbrücke fest vereinigt ist, so dass *c* eigentlich als der Angriffspunkt des Widerstandes betrachtet werden kann. An der Vorderfeder ist das Zugeisen *d* befestigt, welches am freien Ende einen Bügel *f* trägt, um daselbst die Schwengel mit den Ort- oder Zugscheiten für die Stränge der anzuspannenden Thiere entsprechend befestigen zu können. Ein auf diese Weise am Punkte *f* angebrachter Zug bestrebt sich, die Entfernung der beiden Punkte *c* und *d* zu vergrössern, wobei der sich zuletzt bildende Abstand der Summe der Durchbiegungen beider Schienen gleich kommt.

Fig. 135.

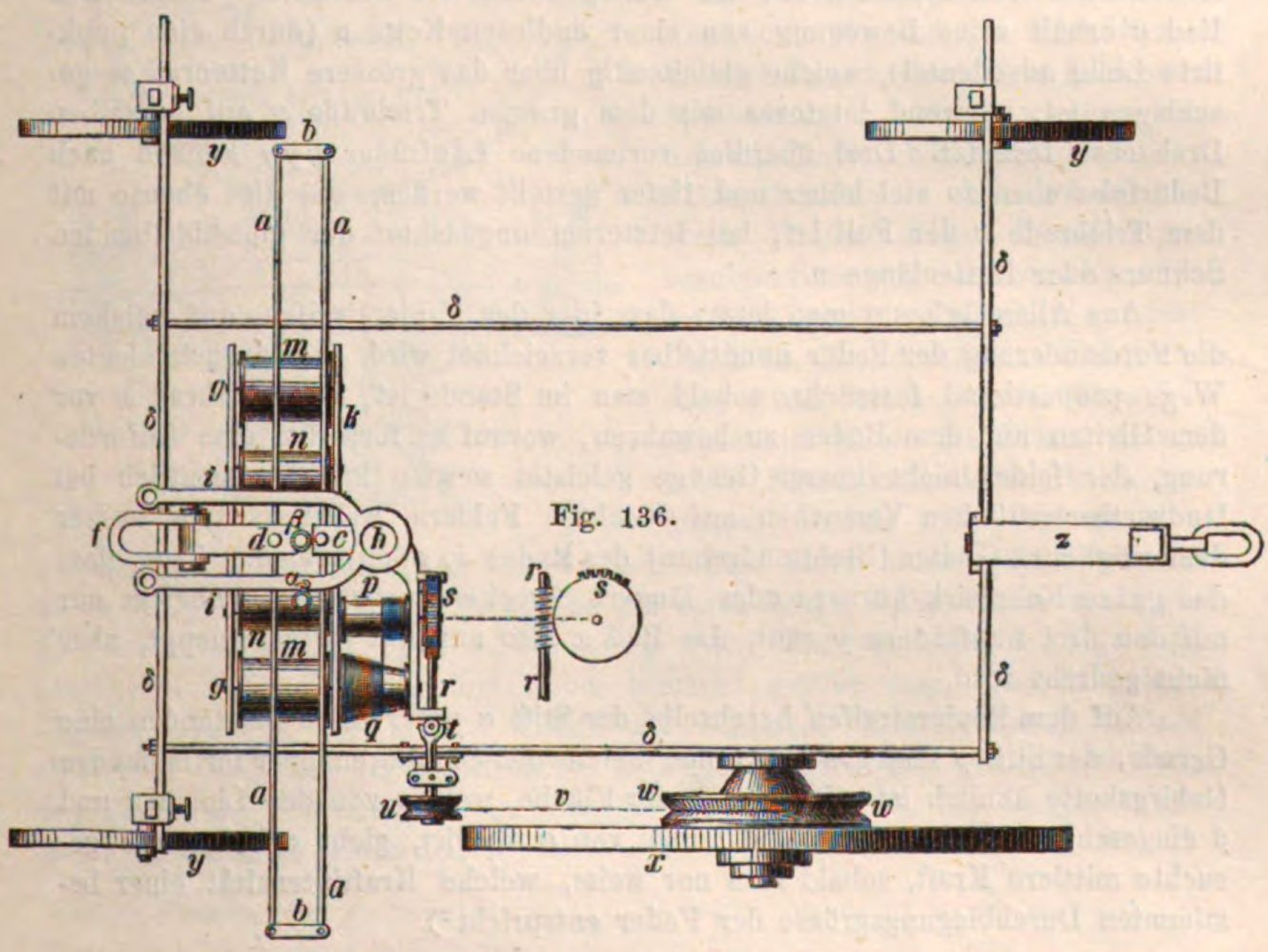


Fig. 136.

Aus Allem folgt zunächst, dass man bei diesem Dynamometer die durch die Zugkraft oder den Widerstand erzeugte Gestaltsveränderung der Feder **unmittelbar** zu beobachten im Stande ist.

Um diese Veränderung völlig treu darzustellen, hat man auf dem mit *h* verbundenen, unverrückbaren Bügel *i* eine Hülse *α* mit gehörig beschwertem Bleistifte angebracht, die bei der Biegung der Feder ihren Ort nicht verändert, sowie eine zweite solche Bleistifthülse *β* mit *d* und der Vorderfeder in der Weise verbunden, dass durch den Abstand von *α* und *β* die Grösse der Biegung beider Federn unmittelbar gemessen werden kann, vorausgesetzt, dass vor dem Angriffe der Zugkraft die Achsen der beiden Bleistifthülsen mit einer und

derselben geraden Linie zusammenfielen, welche den Raum zwischen beiden Federn halbirte.

Die Spitzen dieser beiden Bleistifte reichen bis zu einem Papierstreifen hinab (werden auch zugleich gegen dessen Fläche sanft durch besonders aufgeschobene Gewichte gedrückt), welcher sich von einer Rolle *km* auf der Achse *g* abwickelt, aber auch gleichzeitig von einer zweiten solchen Rolle aufgewickelt wird, die mit einem Kegel *q* auf derselben Welle befestigt ist [1]). Letzterer erhält seine Drehung durch eine von seinem Mantel sich abwickelnde Schnur, welche gleichzeitig auf eine Spule *p* gewunden wird, die mit einem Schraubenrade *s* auf derselben Achse befestigt ist. Das Rad *s* steht ferner mit einer endlosen Schraube *r* im Eingriffe, welche (umgeklappt) in Fig. 136 besonders gezeichnet wurde.

Ein sogenanntes Hook'sches Universalgelenk *t* dient zur Kuppelung der Achse eines Kettenrades *u* mit der Welle, worauf die Schraube *r* steckt. Das Rad *u* erhält seine Bewegung von einer endlosen Kette *v* (durch eine punktirte Linie angedeutet), welche gleichzeitig über das grössere Kettenrad *w* geschlagen ist, während letzteres mit dem grossen Triebrade *x* auf derselben Drehachse festsitzt. Drei überdies vorhandene Laufräder *yyy* können nach Bedürfniss eben so viel höher und tiefer gestellt werden, wie dies ebenso mit dem Triebrade *x* der Fall ist, bei letzterem ungeachtet der gleichbleibenden Schnur- oder Kettenlänge *v*.

Aus Allem erkennt man jetzt, dass hier der Papierstreifen, auf welchem die Formänderung der Feder unmittelbar verzeichnet wird, dem zurückgelegten Wege proportional fortrückt, sobald man im Stande ist, das Triebrad *x* vor dem Gleiten auf dem Boden zu bewahren, worauf es fortrollt, eine Anforderung, der leider nicht immer Genüge geleistet werden kann, namentlich bei landwirthschaftlichen Versuchen auf feuchten Feldern, wobei es sich, ausser dem möglichen Gleiten (Nichtumdrehen) des Rades *x*, noch ereignen kann, dass das ganze Fuhrwerk kürzere oder längere Strecken zurücklegt, wobei es nur auf den drei Laufrädern *y* ruht, das Rad *x* also nur mit fortgeschleppt, aber nicht gedreht wird.

Auf dem Papierstreifen beschreibt der Stift α unter allen Umständen eine Gerade, der Stift β dagegen eine Linie, welche den Contouren einer fortlaufenden Gebirgskette ähnlich ist. Der Inhalt der Fläche, welche von den Linien α und β eingeschlossen wird, durch die Länge von α dividirt, giebt offenbar die gesuchte mittlere Kraft, sobald man nur weiss, welche Kraftintensität einer bestimmten Durchbiegungsgrösse der Feder entspricht [2]).

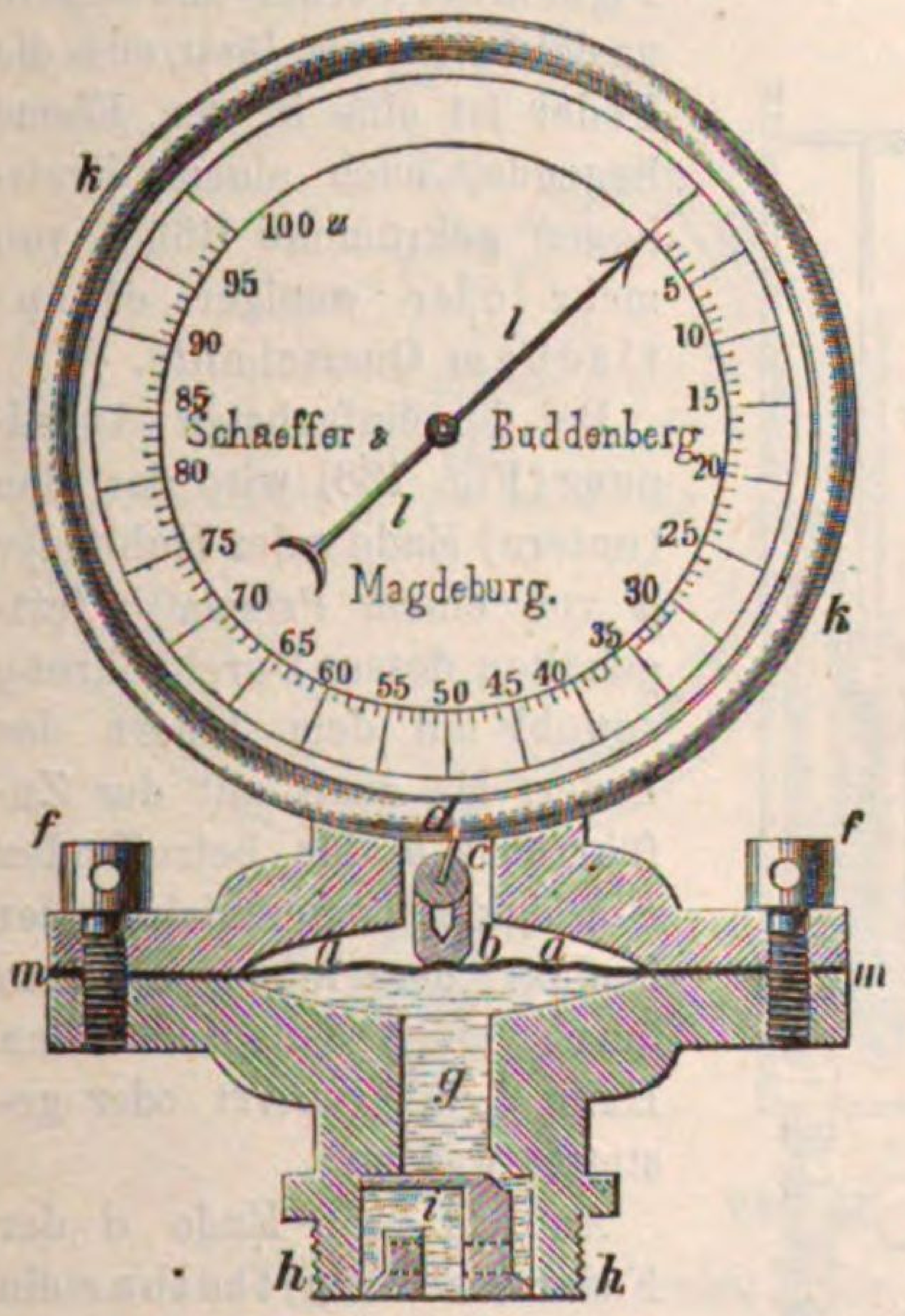
Aus Allem, was im Vorstehenden über Dynamometer zum Messen von Zug- und Druckkräften gesagt ist, erhellt, dass zur Zeit im strengen Sinne des Wortes kein derartiges Instrument existirt, das nicht mehr oder weniger zu wünschen übrig liesse.

1) Zwei kleinere Rollen *nn* dienen zur gehörigen Unterstützung und Führung des Papierstreifens.

2) Bei dem erwähnten Exemplare der polytechnischen Schule entspricht jedem Millimeter Durchbiegung eine Zugkraft von 9 Kilogr.

Zusatz. Um hier sogleich alle wichtigeren Dynamometer zu besprechen, welche beim Maschinenwesen vorkommen, folgt hier noch die Beschreibung einiger Instrumente, Manometer[1]) genannt, die man zum Messen des Druckes von Flüssigkeiten benutzt, wenn dieser Druck kleiner (Vacuummesser) oder grösser als die Atmosphärenpressung ist[2]).

Fig. 137.



Ein Manometer, welches in Deutschland und anderen Ländern die grösste Verbreitung gefunden hat, ist das der Herren Schäffer und Buddenberg in Magdeburg, wovon Fig. 137 eine Abbildung zeigt.

Der wesentlichste Theil dieses Instrumentes ist eine (im Grundrisse) kreisförmige, wellenförmig gebogene Stahlscheibe *a*, welche zwischen den Gehäuseflantschen *m* durch Schrauben *f* festgehalten wird. Ein auf der unteren Fläche dieser Platte angebrachter Ueberzug von Zinnfolie oder Silber schützt die Stahlplatte vor dem Oxydiren. Die durch eine Hahnbohrung *i* und Röhre *g* im unteren Gehäuseteller unter die Platte *a* tretende Flüssigkeit, deren Druck gemessen werden soll, erzeugt eine Formänderung, Durchbiegung von *a* nach oben, deren betreffende Bewegung durch Körpertheile *b* und *c* gerade so auf einen Zeiger *l* übertragen wird, wie dies bei dem Schäffer-Buddenberg'schen Zugdynamometer (Fig. 132) ausführlich erörtert wurde und wobei bemerkt werden mag, dass in beiden Figuren 132 und 137 gleiche Theile mit denselben Buchstaben bezeichnet sind. Die Scala auf der Kreisscheibe *k* (Fig. 137) giebt (als besonderen Fall) den Druck an, welchen jeder Quadratzoll der Flächen von der eingeschlossenen Flüssigkeit zu leiden hat[3]).

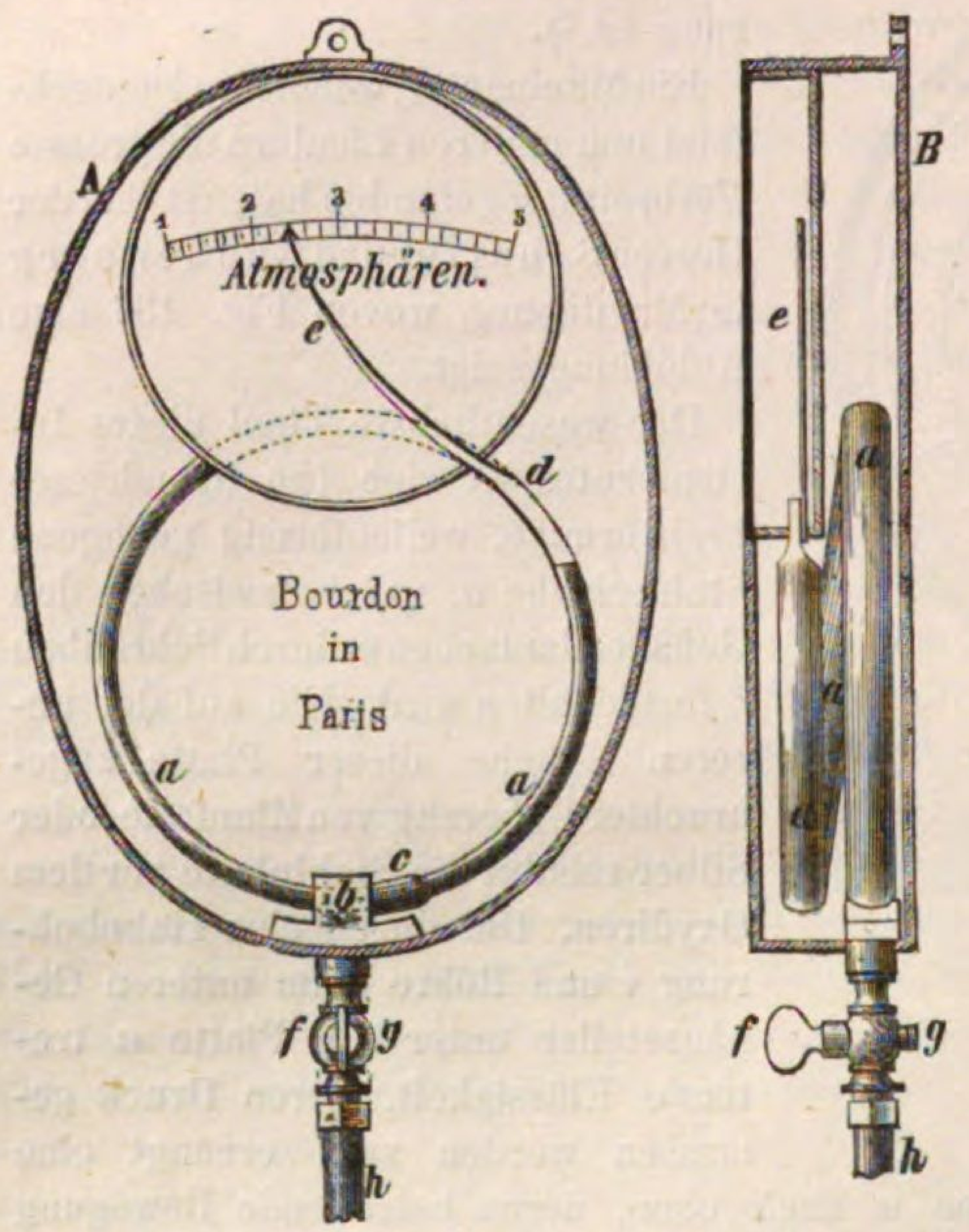
1) Von manos (μανὸς) dünn.

2) Ausführliches über verschiedene Gattungen von Manometern findet man im Artikel „Dampfkessel", S. 343 von Prechtl's Encyklopädie, Supplementbd. II, ferner in Weisbach's Ingenieur-Mechanik. Bd. 2, 4. Aufl., S. 955. Endlich verdienen verschiedene Monographien und Aufsätze gelesen zu werden, welche sich in nachbemerkten Bänden der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure abgedruckt finden. Bd. XIII, S. 286. Bd. XIV, S. 40, 249 und 517. Bd. XVII, S. 73. (Quecksilbermanometer.) Ferner Bd. XVI, S. 476, sowie Bd. XVII, S. 47 (Federmanometer).

3) Ueber noch andere Manometer der Herren Schäffer und Buddenberg (Controlmanometer und Manometer mit Maximumzeiger) sehe man die Mittheilungen

Vorzugsweise in Frankreich verbreitete Federmanometer, die des Mechanikers Bourdon[1]) in Paris, zeigen die Fig. 138 und 139. Hierbei ist die Feder entweder eine spiralförmig gewundene hohle Röhre, in welche man die Flüssigkeit treten lässt, deren Druck gemessen werden soll, wie die erstgenannte Figur in der Vorder- und Seitenansicht erkennen lässt, oder die Feder ist eine in der Ebene liegende, nach einem Kreisbogen gekrümmte Röhre von mehr oder weniger elliptischem Querschnitte.

Fig. 138.



Bei der einfachsten Anordnung (Fig. 138) wird das eine (untere) Ende *c* der Hohlfeder *a* von einem Prisma *b* festgehalten, dessen Durchbohrung sowohl mit dem Innern der Feder, als auch mit der Zuführröhre *h* der betreffenden Flüssigkeit communicirt. Der Zufluss der letzteren kann durch einen entsprechenden Hahn *fg* abgesperrt oder gestattet werden.

An das freie Ende *d* der Feder *a* ist unmittelbar ein Zeiger *e* gelöthet, der die jedesmalige Pressung, zufolge der bewirkten Formänderung der Hohlfeder auf einer empirisch getheilten Scala angiebt. Ein elliptisches Blechgehäuse *AB*, welches an der Vorderfläche durch eine Glasscheibe geschlossen wird, dient zur gehörigen Aufnahme des Ganzen[2]).

Die in Hannover (von Löhdefink) gefertigten derartigen Manometer haben sich (nach mehrjähriger Benutzung) sehr gut gehalten und in manchen Fällen nur eine grössere Empfindlichkeit zu wünschen übrig gelassen. Ausserdem eignen sie sich der Constructionsart nach auch nur für Scalen von geringer Ausdehnung, weil die Formänderungen der Feder dem Zeiger *e* offenbar nur das Durchlaufen von verhältnissmässig kleinen Kreisbogen, nicht aber von ganzen Kreisen gestattet, will man anders jede Multiplication der Federausdehnungsgrösse vermeiden.

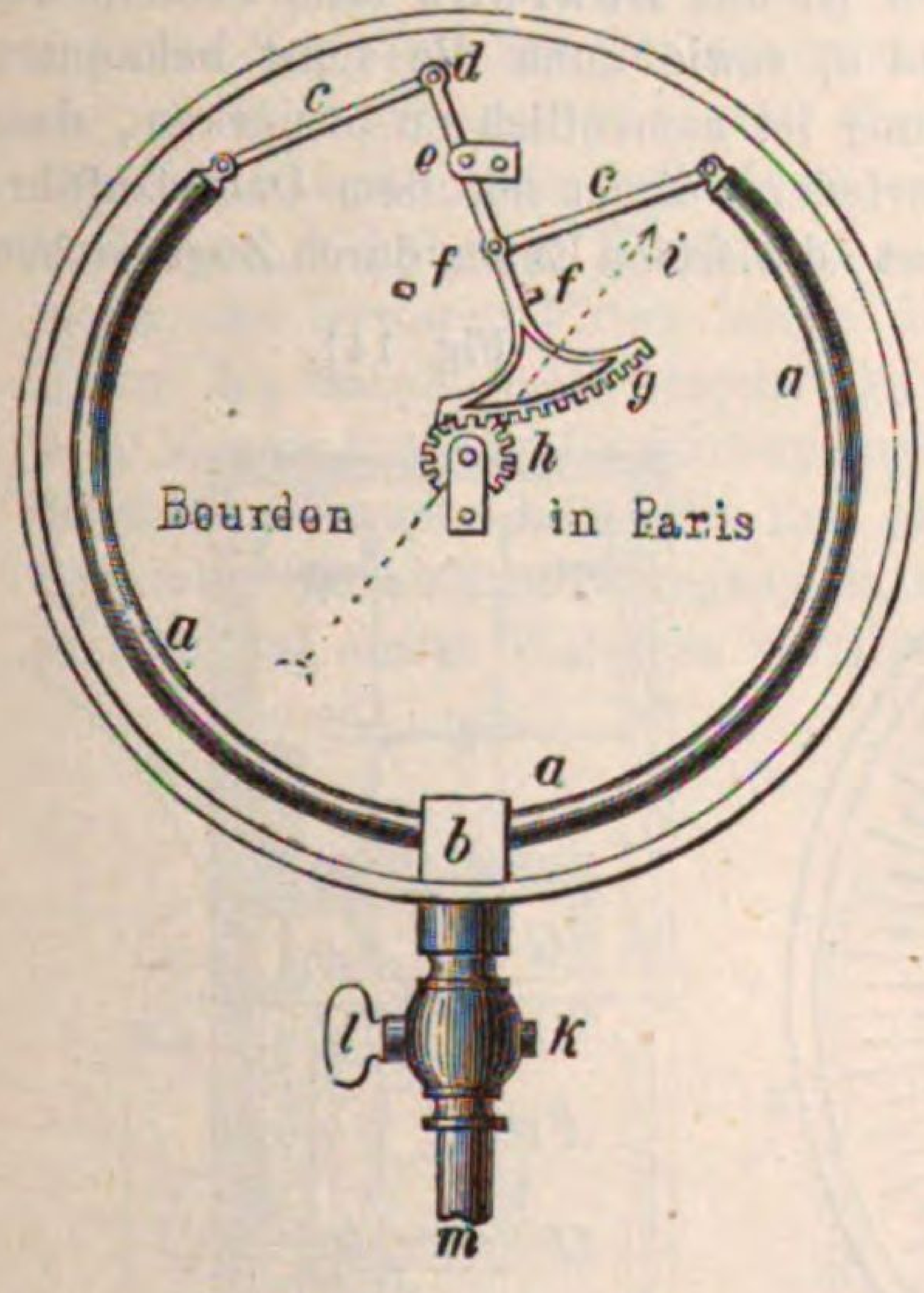
des hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1856, S. 312, und Jahrg. 1857, S. 143; ferner wird über andere Gattungen von Federmanometern ausführlich berichtet in der Berliner Zeitschrift für Bauwesen, Jahrg. 1858, S. 154.

1) Eine sehr vollständige Abhandlung über Bourdon's Federmanometer findet sich in Armengaud's Publication industrielle, Vol. 7, Pl. 29.

2) Ueber die Verfertigung der Röhren zu dem Bourdon'schen Federmanometer handelt ein Aufsatz im Génie industriel, Tom. VII, 1854, P. 169 u. 225.

Um letzteres zu bewirken und es namentlich zu erreichen, für dieselben Druckintervalle kleinere Unterabtheilungen auf der Scala ablesen zu können, hat Bourdon die Anordnung von Fig. 139 getroffen, wobei die Hohlfeder *a* in der Mitte *b* festgehalten wird, während beide Enden frei und durch Zugärmchen *c* mit einem doppelarmigen Hebel *deg* in Verbindung gebracht sind. Dieser Hebel ist mit einem Zahnbogen *g* ausgerüstet, der in ein Getriebe *h* fasst, an dessen Achse der Zeiger *i* befestigt ist.

Fig. 139.



Zur Begrenzung der Federausdehnungen sind auf der Gehäusefläche zwei Ansätze *f* angebracht.

Dass die Flüssigkeit, deren Druck gemessen werden soll, bei *m* eintritt, die Bohrung des Hahnes *kl* und ebenso die des Ansatzes *b* durchläuft und in die beiden hohlen Schenkel der Feder *a* tritt, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Bourdon lieferte auch zuerst vortreffliche sogenannte Etalonmanometer für controlirende Ingenieure, wobei das in der Ebene gebogene Rohr *a* von Fig. 139 nur ein freies Ende hat, welches mit einer Art von Fühlhebel ausgestattet ist[1]), während das andere Ende mit dem Flantsche *b* und dem Dampfrohre unmittelbar in Verbindung steht.

Die allgemeine polizeiliche Bestimmung über die Anlegung von Dampfkesseln im Königreich Preussen vom 29. Mai 1871 schreibt in Paragraph 13 besondere Prüfungsmanometer (Etalonmanometer) für den controlirenden Beamten vor. Diese Control-Federmanometer bestehen aus zwei Instrumenten in demselben Gehäuse, deren Anordnung sich auf den Schluss stützt, dass zwei sonst ganz gleiche Bourdon'sche Federn höchst wahrscheinlich niemals denselben Fehler annehmen werden, folglich die Nichtübereinstimmung beider auf einen eingetretenen Fehler aufmerksam machen muss. Zur Zeit sind hauptsächlich zwei Gattungen solcher Manometer in Anwendung, wo bei dem einen (Hempel in Berlin u. a.) die beiden Instrumente neben einander und bei dem

1) Abbildung eines der polytechnischen Schule in Hannover gehörigen Etalonmanometers enthält Karmarsch und Heeren's Wörterbuch der Gewerbskunde, Artikel „Manometer", S. 619, Fig. 839.

Bourdon's Federmanometer mit zwei freien Enden, obwohl aus Armengaud's Publication industrielle, Vol. 7, P. 29, längst bekannt, ist später vom Engländer Newton noch einmal erfunden worden und nach dem London Journal (April 1861) auch als solche Neuigkeit im Polytechnischen Centralblatt, Jahrg. 1861, S. 912 aufgeführt!

anderen über und unter einander angebracht sind. Indem wir hinsichtlich der ersteren Gattung auf die unten citirte Quelle [1]) verweisen, beschreiben wir hier nur die zweite, da sich diese compendiöser und zweckmässiger erweist.

Speciell stellen Fig. 140 und 141 die Löhdefink'sche Construction dieser Federmanometer dar. Beibehalten ist das Bourdon'sche Princip der platten (elliptischen) Spiralröhren *A* und *a*, sowie auch die sonst bekannten Detailanordnungen. In letzterer Beziehung ist namentlich zu bemerken, dass die unbeweglichen Enden der Manometerfedern direct mit dem Dampfzuführcanale *z* in Verbindung stehen [2]) und ebenso die freien Enden durch Zugärmchen

Fig. 140.

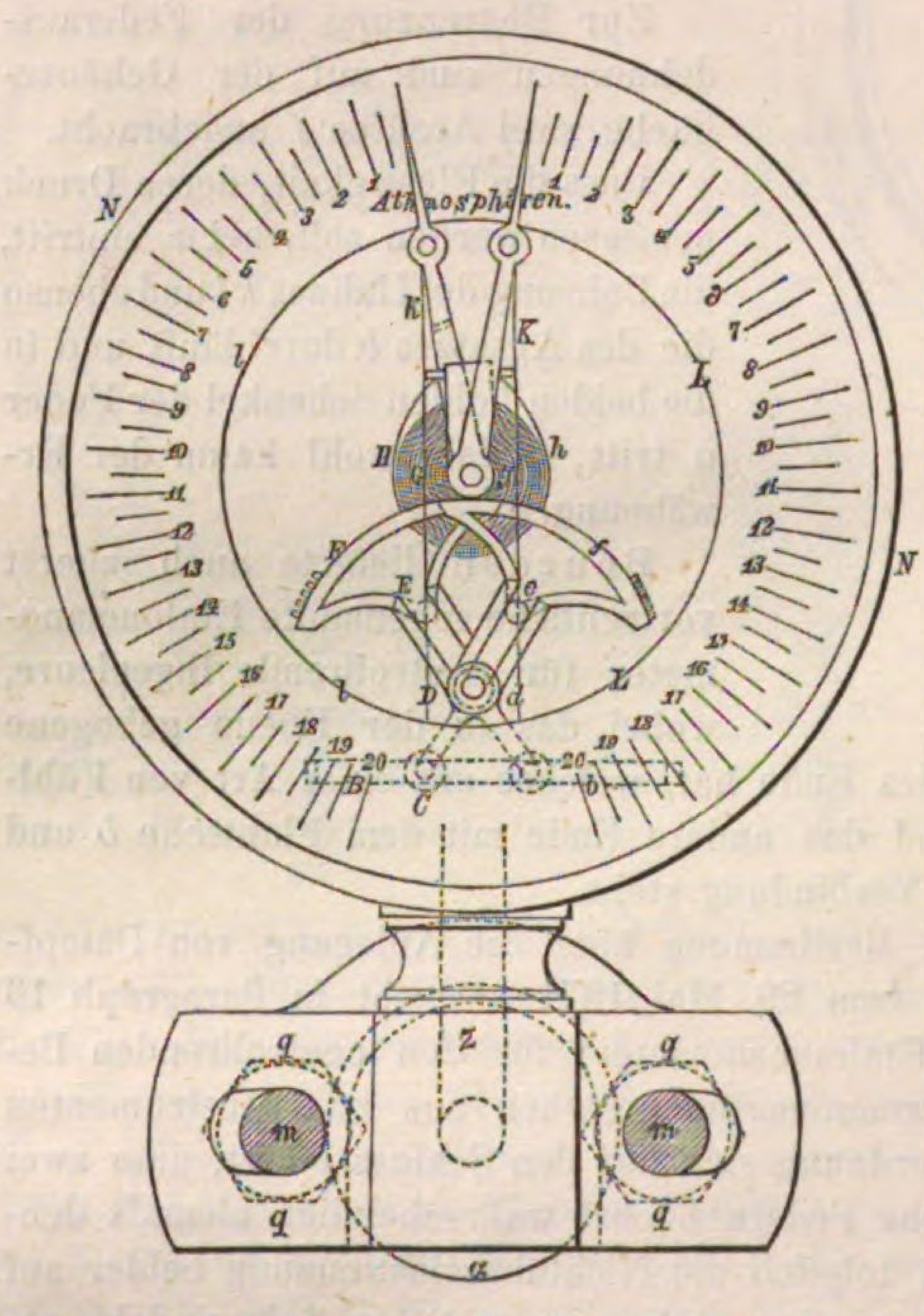
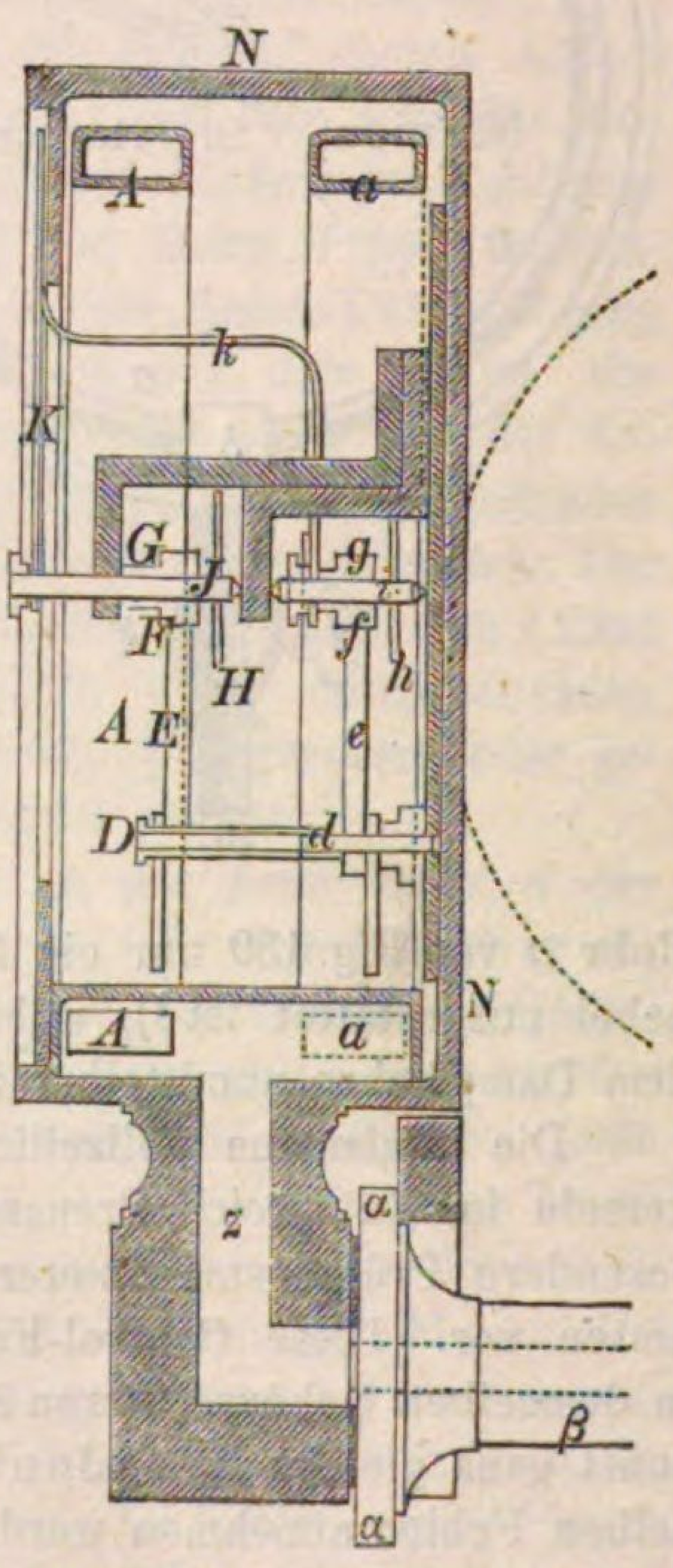


Fig. 141.



B und *b* (Fig. 140) mit den Enden *C* und *c* der rückwärts verlängerten Radien zweier um die Wellen *D* und *d* drehbaren Zahnbogen *EF* und *ef* vereinigt sind. Hinsichtlich der Wellen *D* und *d* ist zu bemerken, dass letztere durch erstere als hohle Welle hindurchgeht, so dass sich beide von einander unabhängig drehen können. Die Zahnbogen *EF* und *ef* fassen jeder unabhängig von den anderen in Getriebe *Gg* (Fig. 141), welche beziehungsweise auf den kurzen Wellen *J* und *i* befestigt sind und auf die man die betreffenden Zeiger *K* und *k* gesteckt hat. Die Zahnbogenvorgelege *FG* und *fg* zur Multiplication der

1) Zeitschrift des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, Jahrg. 1867, S. 85 u. s. w.

2) Die mit $\alpha\beta$ bezeichneten Theile, in der Fortsetzung des Canales *z* nach hinten, gehören zum Manometer, welches controlirt werden soll.

Ausdehnungen beziehungsweise der Röhren A und a hält Löhdefink auch für Controlmanometer geeignet, sowie derselbe auch die bekannten Spiralfedern H und h anbringt, wodurch die Spielräume zwischen den Radzähnen und den verschiedenen Lagerzapfen ausgeglichen werden sollen, welche sonst Schwankungen der Zeiger K und k veranlassen und den sicheren Rückgang auf den Nullpunkt der Scala beeinträchtigen [1]).

Federmanometer mit Registrirapparaten liefern seit einiger Zeit die Fabriken von Schäffer und Buddenberg in Magdeburg, Jhangk in Rouen, Edson in Nordamerika und Dewrance in London. Ein Manometer der letzteren Firma lassen die Fig. 142, 143 und 144 erkennen. Der Natur der Sache nach besteht Dewrance's Instrument aus drei Theilen: dem Manometer, dem Registrirapparat und dem Uhrwerk, welches letztere dem dreifachen Zwecke dient, die Zeit anzuzeigen, der Papierwalze des Registrirapparates die nöthige Bewegung zu ertheilen und das Verzeichnen des Dampfdruckes auf dieser Walze zu vermitteln.

Fig. 142.

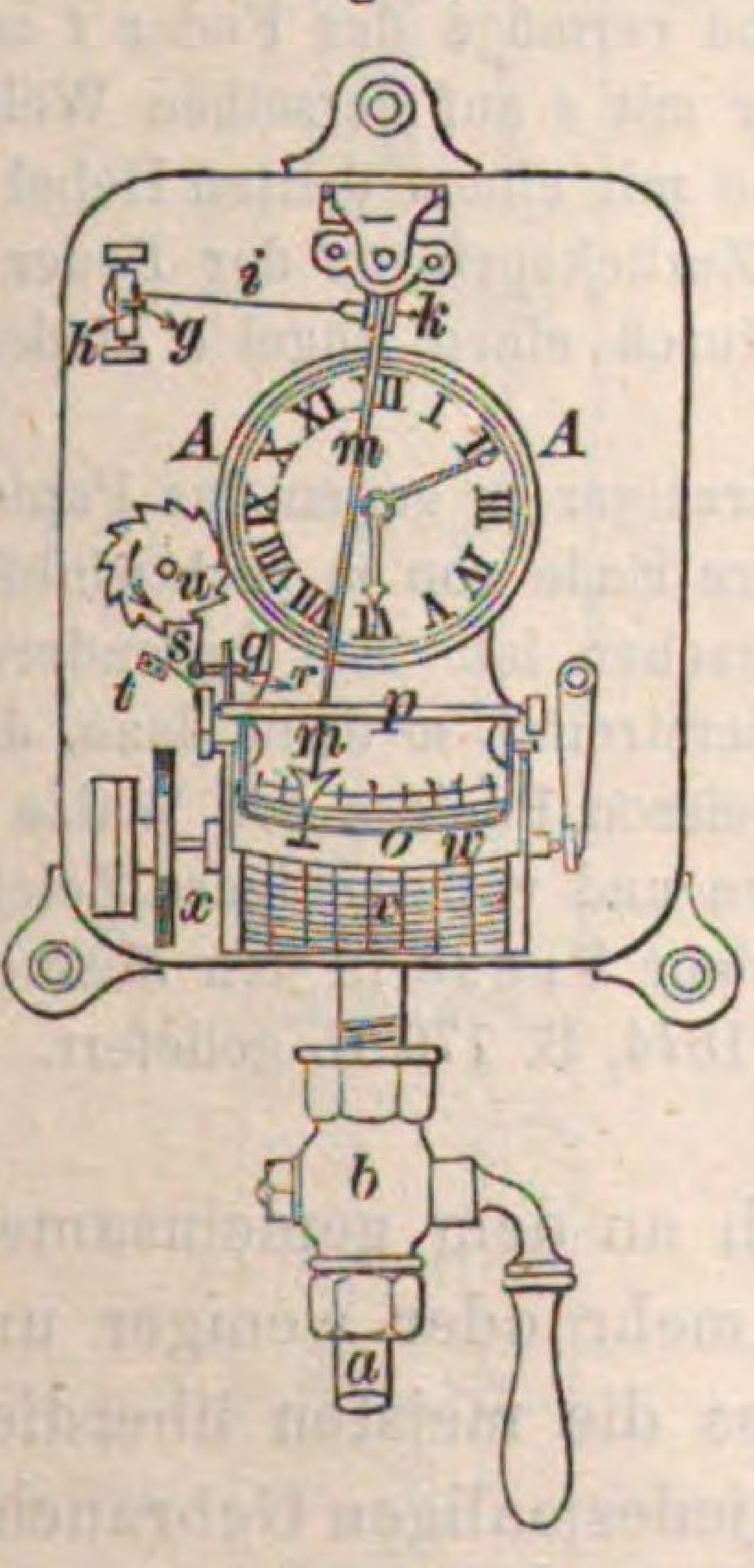


Fig. 143.

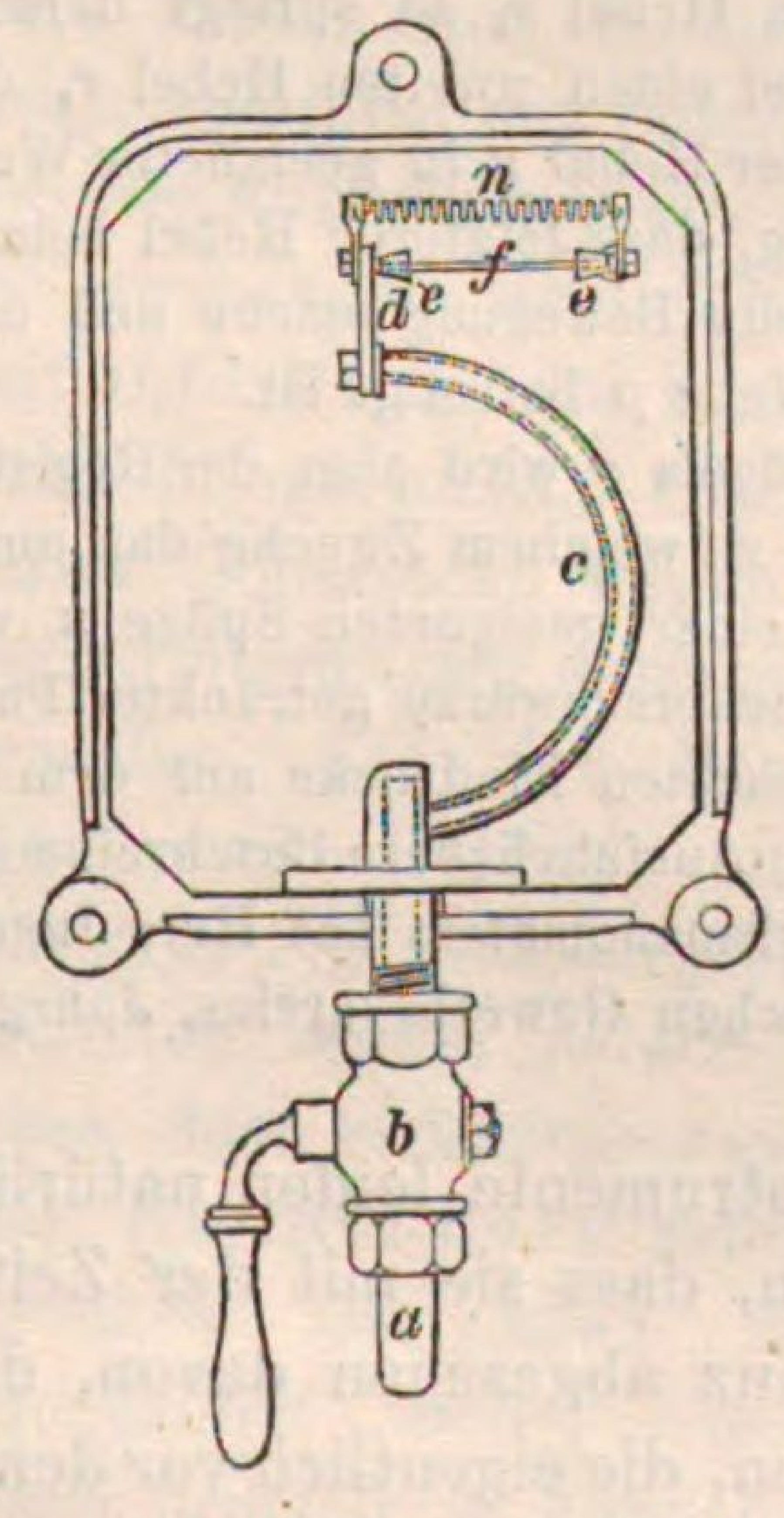
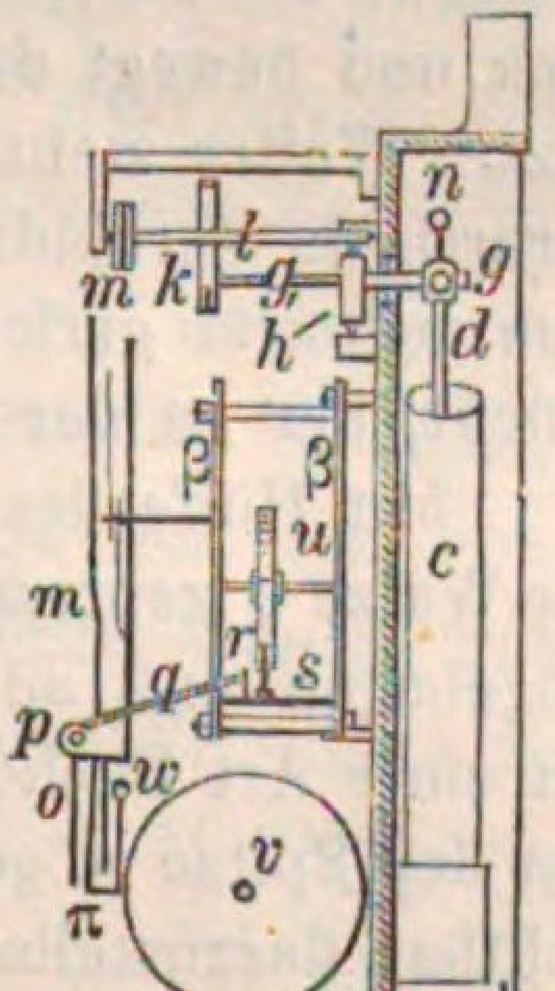


Fig. 144.



a ist das mit dem Kessel in Verbindung stehende Dampfrohr, welches durch den Hahn b mit der hohlen Feder c des Manometers in Communication gesetzt werden kann. Diese Feder hat (wie bei Bourdon) elliptischen Querschnitt. Am oberen Ende der Feder c ist ein Arm d befestigt, der bei Ausdehnung der Manometerfeder sich nach rechts bewegt (Fig. 143) und vermittelst

1) Unter Beifügung grösserer Zeichnungen finden sich die Löhdefinkschen Control-Federmanometer besprochen in den Mittheilungen des Gewerbevereins für Hannover, Jahrg. 1872, S. 114. In derselben Quelle finden sich auch die Resultate vergleichender Versuche mit verschiedenen Federmanometern in Betreff deren Uebereinstimmung oder Nichtübereinstimmung bei verschiedenen Dampfdrücken.

der beiden trichterförmigen Hülsen *ee* und der zwischen diesen lose liegenden Stange *f* eine Drehung des Doppelhebels gg^1 (Fig. 144) um die Achse *hh* (Fig. 142) veranlasst. Der zweite Arm g^1 des Doppelhebels wirkt ferner durch die Schiene *i* auf den Hebel *k*, welcher an der Drehachse *l* des Manometerzeigers *m* befestigt ist und seinerseits die Bewegung dieses Zeigers bewirkt. Der Ausschlag des letzteren giebt auf der in Fig. 142 sichtbaren Scala den jedesmaligen Dampfdruck pro Quadratzoll in englischen Pfunden an. Zwischen dem Arme *d* und dem Hebel *g* ist eine feine Spiralfeder *n* (Fig. 143) eingeschaltet, welche die rückgängige Bewegung des Manometerzeigers bewirkt.

Der Registrirapparat ist folgendermassen angeordnet. *v* ist eine mit eingetheiltem Papiere bespannte Walze, welche in je 24 Stunden durch ein Uhrwerk zu einem vollständigen Umlaufe veranlasst wird. Der Ort der betreffenden Uhr ist in Fig. 142 durch das zugehörige Zifferblatt *AA* und in Fig. 144 durch die Buchstaben *ββ* hinlänglich markirt. Durch dies Uhrwerk wird ein mit 12 Sperrzähnen versehenes Rad *u* umgedreht, durch letzteres ein Hebel *s* stets nach rechts bewegt und damit eine Feder *t* gespannt. Verlässt der betreffende Radzahn den Hebel *s*, so springt derselbe vermöge der Feder *t* zurück und bewegt dabei einen zweiten Hebel *r*, der mit *s* auf derselben Welle sitzt. Weiter steht der Hebel *r* in geeigneter Weise mit einem dritten Hebel *q* derartig in Verbindung, dass letzterer Hebel beim Zurückspringen der Feder *t* eine aufwärts gerichtete Bewegung macht und dadurch einen Bügel *o* niederdrückt, der an der Welle *p* befestigt ist.

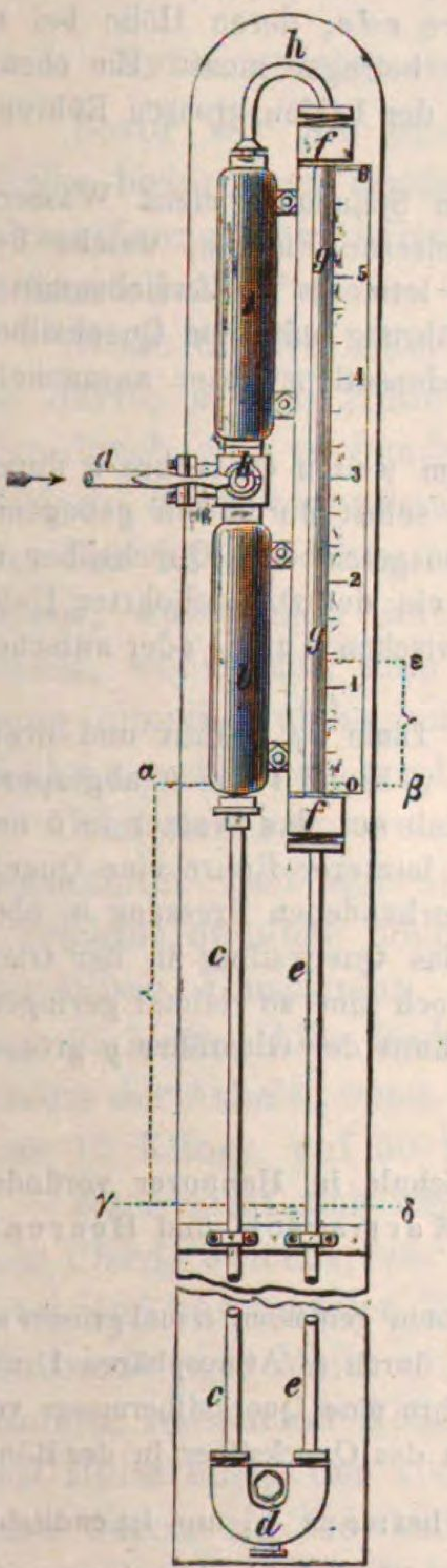
Mit Hülfe des Bügels *o* wird aber der Registrirzeiger *m* gegen das Papier der Walze *v* gepresst, zu welchem Zwecke das untere Ende von *m* rechtwinklig umgebogen und mit einer geeigneten Spitze *π* versehen ist. Ein besonderer mit einer Art Buchdruckerschwärze getränkter Papierstreifen *w* dient dazu, die von der Spitze *π* gemachten Eindrücke auf dem weissen Papiere der Walze *v* sichtbar darzustellen. Ausführlichere Beschreibungen und vollständigere Zeichnungen dieses Registrirmanometers hat Herr Ingenieur Frese in den Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1874, S. 179 ff. geliefert.

Alle diese Instrumente leiden natürlich an dem gemeinsamen Uebel aller Federn, dass sie mit der Zeit mehr oder weniger unrichtig werden, ganz abgesehen davon, dass die meisten überdies Thermometer bilden, die eigentlich vor dem jedesmaligen Gebrauche auf Null eingestellt, überhaupt justirt werden müssten.

Diese Uebelstände haben früher u. a. die preussische Regierung veranlasst, die Federmanometer als nicht gesetzlich zulässige Instrumente zu bezeichnen und ihre Verwendung höchstens nur da zu gestatten, wo die vorhandenen Umstände die Anwendung von anderen (Quecksilber-) Manometern unthunlich machen.

Indessen gestaltet sich die Sache in der Praxis nicht so schlimm, als es auf den ersten Blick erscheint, sobald man nur die Federmanometer mit möglichster Sorgfalt herstellt und ganz besonders sie mit sogenanntem Flantsch- und Vierweghahn ver-

Fig. 145.



sieht [1]), um Controlmanometer ohne Weiteres leicht anbringen zu können. Unter allen Umständen bleibt sodann ein gutes Federmanometer ein übersichtliches, für die gewöhnlichen Zwecke der Anwendung völlig brauchbares Instrument [2]).

Unter den Quecksilbermanometern, welche bis jetzt in Vorschlag gebracht wurden, haben sich nicht die sogenannten Compressionsmanometer, sondern nur die brauchbar gezeigt, wobei die Röhre zur Aufnahme des Quecksilbers an beiden Enden offen, das Rohr also kein kurzes (an einem Ende geschlossenes), sondern ein langes, und zwar von solcher Ausdehnung ist, dass die Zahl der zu messenden Atmosphären, multiplicirt mit 0,76 Meter, die mindestens erforderliche Länge giebt. Um hierbei der besseren Uebersicht wegen eine Scala von verhältnissmässig geringer Ausdehnung zu erhalten, hat der Pariser Mechaniker Desbordes (1844) eine recht zweckmässige, Fig. 145 dargestellte Anordnung getroffen, wobei jedoch bemerkt werden muss, dass es überdies mit der Schäffer und Buddenberg'schen Verbesserung versehen ist, etwa herausgetriebenes Quecksilber wieder leicht in die Messröhre bringen zu können [3]).

1) Ueber neuere Feder- und Quecksilbermanometer handeln Aufsätze des Verfassers in den Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1856, S. 313 und Jahrg. 1872, S. 114.

2) Auf Anordnung der preussischen Regierung angestellte Versuche mit verschiedenen Federmanometer-Constructionen führten zu der Ueberzeugung, dass die allgemeine Anwendung solcher Manometer bei Locomotiven, wegen ihres Einflusses auf die Sicherheit, Regelmässigkeit und Sparsamkeit des Betriebes, sehr zu empfehlen sei. Man sehe deshalb die Berliner Zeitschrift für Bauwesen, Jahrg. 1853, S. 154. Ueber neuere vergleichende Versuche wird in den Mittheilungen des Hannov. Gewerbe-Vereins, Jahrg. 1872, S. 118 berichtet.

3) Eine Zeichnung von Desbordes' Originalmanometer, wie es sich in der

Das ursprüngliche Gefäss zur Aufnahme des Quecksilbers besteht hierbei aus einer zweischenkligen schmiedeeisernen Röhre *cde*, deren Höhe bei *n* Atmosphären Ueberdruck mindestens 0,76 *n* Meter betragen muss. Ein ebenfalls eisernes Gefäss *d* dient als Verbindungsstück der beiden grossen Röhrentheile *c* und *e*.

a ist das Zuführrohr der Flüssigkeit, deren Spannung, meist Wasserdampf, gemessen werden soll, und *b* eine gusseiserne Flasche, welche bei Wasserdämpfen mit Wasser gefüllt wird, so dass letzteres als Zwischenmittel dient, um den Dampf nicht in unmittelbare Berührung mit dem Quecksilber zu bringen, da sich auch von selbst über *c* Condensationswasser ansammeln würde.

Das obere Ende des Rohres *e* ist mit einem weiten Glasrohre *g* durch ein Zwischenstück *f* dicht verbunden, während *g* selbst durch ein gebogenes Rohr *h* mit einem Sammelgefäss *i* für etwa herausgetriebenes Quecksilber in Communication gesetzt ist. Ueberdies ist bei *k* ein derartig gebohrter Hahn angebracht, dass nach Belieben eine Verbindung zwischen *a* und *b* oder zwischen *i* und *b* hergestellt werden kann.

Ist das Rohr *cde* mit Quecksilber bis zur Linie $\alpha\beta$ gefüllt und dreht man den Hahn *k* so, dass *a* mit *b* communicirt, während *i* von *b* abgesperrt ist, drückt also die von *a* ausströmende Flüssigkeit auf das Wasser in *b* und somit auf das Quecksilber in *cde*; so wird aus letzterer Röhre eine Quecksilbermenge herausgetrieben, deren Länge der vorhandenen Pressung in oben bemerkter Weise proportional ist. Dabei wird das Quecksilber in der Glasröhre *g* zum Aufsteigen genöthigt, woselbst es jedoch eine so vielmal geringere Höhe oder Länge einnimmt, als der lichte Querschnitt der Glasröhre *g* grösser als der des eisernen Rohres *e* ist[1]).

Maschinen-Modellsammlung der polytechnischen Schule in Hannover vorfindet, enthält der Artikel „Dampfmaschine", S. 498 in Karmarsch und Heeren's Handbuch der Gewerbekunde.

1) Ist der Querschnitt der Glasröhre *g* im Lichten gemessen *a* mal grösser als der innere Querschnitt der Röhre *cde*, wird ferner durch *n* Atmosphären Druck über der äusseren Luftpressung aus der letzteren Röhre eine Quecksilbermasse von der Länge $\alpha\gamma = l$ herausgetrieben und nimmt dann das Quecksilber in der Röhre *g* eine Höhe *z* ein, für welche man wegen $l = az$ hat: $z = \frac{l}{a}$, und ist endlich *h* die Höhe der über dem Quecksilber in *c* stehenden Wassersäule, so beträgt die Länge der Quecksilbersäule, welche den vorhandenen Druck misst:

$$\alpha\gamma + \beta\varepsilon = az + z,$$

oder, weil hiervon noch der Druck einer Wassersäule von $h + az$ Höhe abzuziehen ist, wenn η das specifische Gewicht (13,6) des Quecksilbers bezeichnet:

$$az + z - \frac{h + az}{\eta}.$$

Die Grösse dieser Drucksäule lässt sich ferner darstellen durch $76n$, wenn man mit Centimetern rechnet, so dass sich die Gleichung ergiebt:

$$az + z - \frac{h + az}{\eta} = 76n.$$

Hieraus folgt, wenn man zugleich beispielsweise $a = 5$ und $\eta = 13,5$ setzt: $z = 13,5\,n + 0,013\,h$ Centimeter. Für $h = 100$ wird überdies $z = 13,5n + 1,3$

§. 45.

Dynamometer zum Messen mechanischer Arbeiten.

Bevor wir die hierher gehörigen Dynamometer in rechter Weise besprechen können, ist zuerst ein bestimmtes Maass zur Abschätzung der Grösse einer verrichteten mechanischen Arbeit festzustellen.

Wäre die Art aller vorkommenden Arbeiten immer dieselbe, so dürfte es mit Hülfe von Versuchen nicht schwer fallen, aus der durch eine vorhandene Kraft nach Ort oder Form veränderten Materie ein entsprechendes Maas zu bilden. Da dies jedoch nicht der Fall ist, so muss man sich nach anderen Haltpunkten umsehen, wovon sich einer in der That auch als zunächst liegend findet, wenn man zum gedachten Maasse die mechanische Wirkung nimmt, welche beim Erheben von Gewichten auf verticale Höhen entwickelt wird.

Ein Arbeiter, welcher beispielsweise 30 Kilogr. Gewicht in bestimmter Zeit auf die verticale Höhe von 50 Metern schafft, verrichtet offenbar noch einmal so viel Arbeit, als wenn er unter denselben Umständen in gleicher Zeit dasselbe Gewicht auf nur 25 Meter Höhe fördert. Ebenso leistet er auch dann nur die Hälfte der Arbeit, wenn er in derselben Zeit vom ersten Gewichte nur 15 Kilogr. auf 50 Meter Höhe bringt.

Noch lässt sich ein solches Maass auf andere Weise bilden. Ein Pferd, welches, vor einen Wagen gespannt, eine betreffende Last auf horizontaler Strasse von sonst durchaus gleichartigem Zustande eine Meile weit fortschaffen soll, hat den auf den Radumfang reducirten Reibungswiderstand zu überwältigen, den man mit Hülfe eines der vorher beschriebenen Dynamometer messen, also durch ein Gewicht ausdrücken kann. Dies Gewicht oder dieser Druck (nach S. 198 ermittelt) ist es, der längs eines Weges von einer Meile Länge zu überwinden ist, den man sich also auch als ein Höhenmaass denken und überhaupt diesen Fall auf den vorhergehenden zurückführen kann.

Aehnlich lässt sich mit allen vorkommenden mechanischen Arbeiten verfahren, sie mögen in dem Sägen von Holz oder Stein,

Centimeter, in welchem Falle die Scala bei 1,3 Centimeter über dem Quecksilberspiegel beginnen muss und jede Atmosphäre durch 13,5 Centimeter ausgedrückt wird.

im Drehen, Bohren oder Hobeln von Metall oder Holz, im Zermahlen von Getreidekörnern oder anderen Stoffen bestehen, so dass überhaupt eine zu leistende mechanische Arbeit von der Grösse eines gleichen Zuges oder Druckes und von der Grösse des Weges abhängt, auf dessen Erstreckung dieser Zug oder Druck gleichförmig auszuüben ist.

Zur Maasseinheit nimmt man sodann diejenige mechanische Arbeit an, welche einen constanten Zug oder Druck von einem Kilogramme oder Pfunde durch einen Weg von einem Meter oder beziehungsweise von einem Fuss bei gleichförmiger Bewegung fördert. Hiernach ist die Grösse der mechanischen Arbeit eines Zuges oder Druckes P, oder, was dasselbe ist, einer Kraft P längs eines Weges von s Metern oder Fussen durch das Product Ps darzustellen, indem die Wirkung, welche der Arbeitseinheit entspricht, offenbar so oft zu wiederholen ist, als in P Gewichts- und in s Längeneinheiten vorkommen.

Aufmerksam zu machen ist nur noch hierbei darauf, dass s jederzeit die Projection des Angriffspunktweges auf die Richtung der Kraft P ist[1]).

Gewöhnlich bezeichnet man das Product Ps so, dass man die zur Maasseinheit genommene Gewichts- und Längeneinheit durch die betreffenden Anfangsbuchstaben angiebt und deren Product als Exponenten schreibt. Für Kilogramme und Meter also *mk*, für Pfunde und Fusse Fusspfd. setzt und dabei beziehungsweise „Meterkilogramme“ oder „Fusspfunde“ liest.

Zusatz 1. Die Grösse $\mathfrak{A}$ einer und derselben mechanischen Arbeit lässt sich daher darstellen durch $\mathfrak{A} = QH^{\mathrm{mk}} = Ps^{\mathrm{mk}}$ oder durch $\mathfrak{A} = QH^{\mathrm{Fusspfd.}} = Ps^{\mathrm{Fusspfd.}}$

Sonach ist die Grösse der Arbeit des oben angeführten Menschen, welcher 30 Kilogr. auf 50 Meter Höhe hob, gleich 1500^{mk}, die geleistete mechanische Arbeit des bemerkten Pferdes aber gleich 4455200^{mk}, wenn der Zugdynamometer eine mittlere Kraft von 60 Kilogr. anzeigte und die (deutsche) Meile 7,42 Kilometer = 7420 Meter Länge hat. Eine bestimmte Vorstellung von diesen Werthen kann man sich jedoch erst dann machen, wenn noch angegeben wird, auf welche Zeitdauer sich die erhaltenen Arbeitsgrössen beziehen. Weiss man daher, dass der gedachte Mensch seine Arbeit in der Zeit von 4 Minuten, das Pferd aber in 2 Stunden verrichtete, und reducirt man beide Fälle auf die pro Secunde geleistete Arbeit, so ist jeder Zweifel in Bezug auf Beurtheilung der Arbeitsgrössen gehoben.

1) Man sehe hierüber u. A. des Verfassers „Grundzüge der Mechanik“, S. 94.

Bei dem Menschen erhält man dann $30 \cdot \frac{50}{240} = 6{,}25^{mk}$ und bei dem Pferde $61{,}83^{mk}$ [1]).

Zusatz 2. Aendert sich der betreffende Zug oder Druck, überhaupt die Intensität der wirksamen Kraft, fortwährend, so hat man sich den von ihrem Angriffspunkte zurückgelegten Weg in entsprechend kleine Theile zu theilen, die Producte aus der correspondirenden Kraftgrösse mal Wegelement, überhaupt die sogenannten elementaren Arbeiten, zu bilden und die erhaltenen Producte zu addiren, um die Totalarbeiten zu erhalten. Der Quotient aus letzterer Arbeit, dividirt durch den Gesammtweg des Angriffspunktes, ist dann offenbar das, was wir oben (bei Burg's Dynamographen) mit dem Namen mittlere Kraft bezeichneten [2]).

Zusatz 3. Um in sehr vielen Fällen der Praxis unförmige Zahlen zu vermeiden, hat man eine Arbeitseinheit eingeführt, welche eine verhältnissmässig grosse Zahl von Meterkilogrammen oder Fusspfunden in sich fasst, die man mit dem Namen Pferdekraft, Pferdestärke, Maschinenpferdekraft oder Dampfpferd bezeichnet, wobei jedoch zu beachten ist, dass man sie im Allgemeinen nicht mit der mechanischen Arbeit verwechseln darf, welche ein lebendes Pferd in derselben Zeit zu leisten im Stande ist.

In England setzt man jetzt allgemein die Grösse der Arbeit eines Maschinenpferdes gleich 550 Fusspfunden pro Secunde, auf dem Continente gleich 75 Meterkilogrammen, beides Werthe, die nur wenig von einander abweichen [3]).

§. 46.

Zu den sinnreichsten Instrumenten, welche man gegenwärtig in der praktischen Mechanik und im Maschinenwesen verwendet,

1) Bei gehöriger Aufmerksamkeit kann man hierbei nicht wohl auf den Gedanken kommen, als hätte man benannte Grössen mit benannten multiplicirt. Die Sache wird nämlich sofort klar, wenn man beachtet, dass $6{,}25^{mk}$ auch als die Arbeit angesehen werden kann, welche 6,25 Kilogr. Gewicht pro Secunde auf die Höhe von 1 Meter förderte, oder 1 Kilogr. Gewicht in derselben Zeit auf 6,25 Meter Höhe.

2) Die mathematischen Ausdrücke für Totalarbeit $\mathfrak{A}$ und mittlere Kraft K sind dann beziehungsweise:

$$\mathfrak{A} = \int_b^a P ds \text{ und } K = \frac{\mathfrak{A}}{s}.$$

Weiteres hierüber enthalten des Verfassers Grundzüge der Mechanik, S. 11 etc.

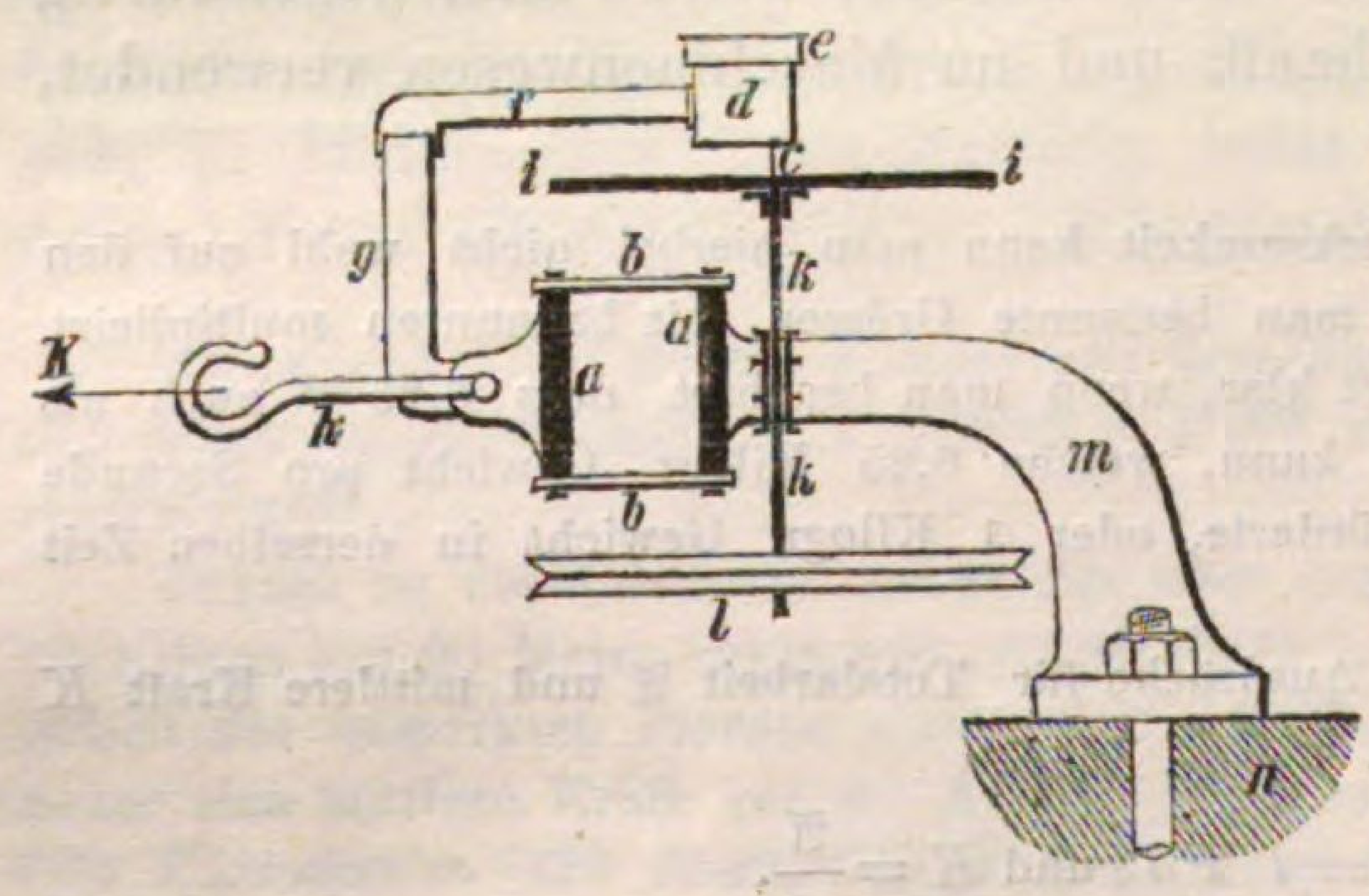
3) Watt, der die Dampfmaschine zuerst für die ausgedehnteste Verwendung in der Industrie und den Gewerben brauchbar machte, war genöthigt, die mechanischen Arbeitsgrössen seiner ersten Dampfmaschinen durch Beziehung auf die Leistung lebender Pferde auszudrücken, welche durch sie ersetzt wurden. Namentlich stellten Bulton und Watt mit den in Londoner Porterbrauereien benutzten sehr starken Pferden Versuche an, welche zuletzt dazu führten, 33000 Fusspfund pro Minute als Grösse der Arbeit eines Maschinen- oder Dampfpferdes festzustellen.

gehört unstreitig diejenige Gattung von Dynamometern, mit deren Hülfe man im Stande ist, die Grösse einer in bestimmter Zeit verrichteten mechanischen Arbeit direct zu messen, d. h. wo die vorhandenen Mechanismen das Bilden des Arbeitsproductes, die Multiplication von Kraftintensität mal Wegelement, für jeden Augenblick automatisch ausführen [1]). Man nennt diese zuerst von Morin (und Poncelet) angegebenen Instrumente „totalisirende Dynamometer" [2]).

Das Princip, worauf sich diese Instrumente gründen, ist den §. 35 erörterten Planimetern entlehnt und besteht darin, dass man eine Scheibe dem einen Factor des Arbeitsproductes, nämlich dem zurückgelegten Wege, proportional drehen und auf dieser Scheibe zugleich eine kleine Frictionsrolle laufen lässt, die ihren Ort mit der Biegungs- oder Ausdehnungsgrösse einer Stahlfeder, proportional dem anderen Factor, dem Zuge oder Drucke, überhaupt im Verhältnisse der Kraftintensität, verändert, wobei man zugleich die Umdrehungen der Rolle auf einen Zählapparat überträgt.

Die Skizze Fig. 146 versinnlicht die Anordnung des bemerkten Morin-schen totalisirenden Zugdynamometers nach der Ausführung des Pariser Mechanikers Clair, wozu wir zugleich die Aufmerksamkeit auf die in grösserem Maassstabe gezeichnete Detailabbildung Fig. 147 lenken möchten, welche den zugehörigen Zählapparat darstellt.

Fig. 146.



aa sind die beiden geraden Stahlfedern des Morin'schen Zugdynamometers, die auch hier nach Form und Zusammenstellung ganz der früheren Abbildung (Fig. 135) entsprechen.

Die hintere Feder ist unverrückbar am Arme *m* befestigt, der wiederum an das Gestell *n* des Wagens, Karrens etc. geschroben ist, dessen Zugwiderstand bestimmt werden soll.

1) Morin, Notice sur divers appareils dynamométriques, §. 21, P. 39.

2) Bulletin de la soc. d'encouragement 1857 etc. und hiernach Prechtl's Technolog. Encyklopädie, Supplementbd. 2, S. 605.

Mit der Vorderfeder ist das eiserne Winkelstück gf zu einem Ganzen vereinigt und an dessen äusserstem freien Ende des Planimeterrädchen c so angebracht, dass es sich um eine Horizontalachse p (Fig. 147) zu drehen im Stande ist. Die völlig ebene Scheibe i, worauf das Rädchen c läuft, ist auf das obere Ende einer Verticalwelle k gekeilt, die durch eine Schnurrolle l in Umdrehung gesetzt werden kann; übrigens ist auch der Haken h zum Anspannen der erforderlichen Zugkraft K mit der Vorderfeder und dem Winkelstücke gf fest verbunden.

Im nichtgespannten Zustande der Federn a, d. h. wenn keine Zugkraft K am Haken h wirkt, nimmt das Planimeterrädchen c den in Fig. 146 dargestellten Platz ein, d. h. es fällt sein verticaler Durchmesser mit der geometrischen Achse der Welle k zusammen, wobei also die Umdrehung letzterer Welle nicht im Stande ist, ebenfalls eine Drehung des Rädchens c zu veranlassen, wie gross auch die zwischen beiden auftretende Reibung sein mag.

Werden jedoch die Federn a durch eine am Haken h wirksame Zugkraft gebogen, so ändert im ganz gleichen Maasse auch das Rädchen c seinen Platz, entfernt sich von der Mitte um eine der Zugkraft K proportionale Distanz, wird gleichzeitig von der Scheibe i in Umdrehung gesetzt, und zwar nach dem Verhältnisse zweier Kreise, wovon der Radius des einen gleich dem jedesmaligen (veränderlichen) Abstande des Rädchens c von der Achse k, der andere gleich dem constanten Radius des Rädchens c selbst ist.

Da sich die Schnurrolle l mit dem Rade leicht in Verbindung setzen lässt, auf welchem der Wagen oder Karren läuft, dessen widerstehende Arbeit gemessen werden soll, so erkennt man leicht, dass überhaupt die Umdrehzahl des Rädchens c sowohl im bestimmten Verhältnisse mit der angewandten Zugkraft, als auch mit dem Wege wächst, welchen dieselbe zurücklegt, dass also aus der Umdrehzahl des Rädchens c auf die verrichtete mechanische Arbeit geschlossen werden kann [1]).

1) Eine vollständige Erklärung des Vorganges, wie der Mechanismus fortwährend selbstthätig das Product aus Kraft mal Weg bildet, d. h. die Arbeitsgrösse ermittelt, giebt nachstehende leichte Rechnung.

Es sei der Umfang der Schnurscheibe l (Fig. 146) dem Umfange des Laufrades gleich, worauf der Wagen etc. ruht, dessen Zugwiderstand gemessen werden soll, und beide mögen r zum Radius haben. Ist nun w der Weg, welchen der Angriffspunkt der Zugkraft K in einer bestimmten Zeit zurücklegt, so macht die Verticalwelle, woran die beiden Scheiben l und i sitzen, während dieser Zeit $\frac{w}{2r\pi}$ Umdrehungen, vorausgesetzt, dass das erwähnte Laufrad niemals gleitet.

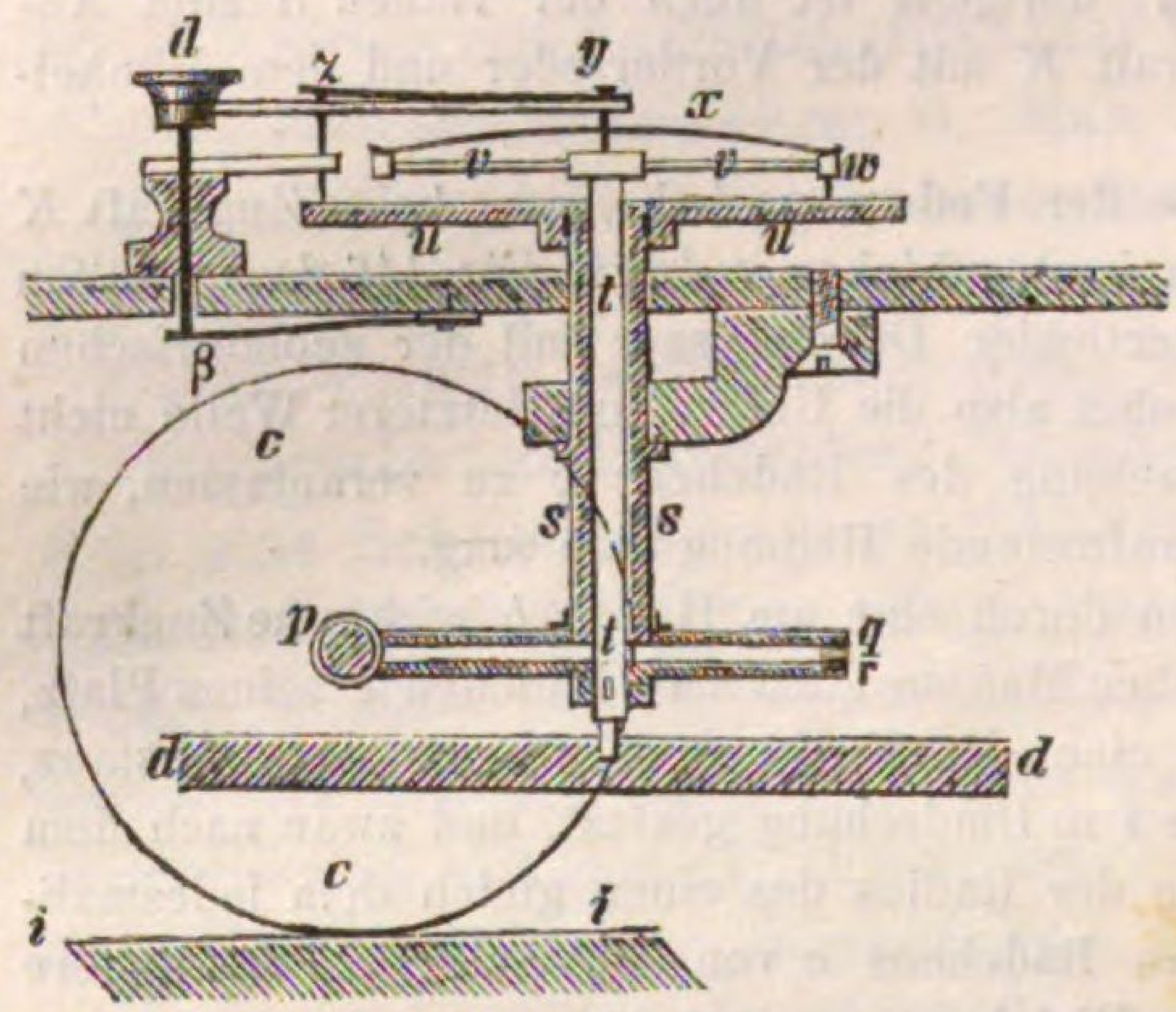
Ist ferner ϱ der Radius des Rädchens c und hat die Zugkraft K dies Rädchen um die Grösse x aus der Mitte der Scheibe i gerückt (und gleitet dabei c nicht auf dem Teller i), so beträgt die gleichzeitige Umdrehzahl von c, die wir mit U bezeichnen wollen:

$$1) \ldots \quad U = \frac{x}{\varrho} \cdot \frac{w}{2r\pi}.$$

Da aber die Entfernung x zur Zugkraft K in einem bestimmten constanten

Der Fig. 147 besonders abgebildete Zählapparat, um sicher und leicht eine grosse Menge von Umdrehungen des Rädchens *c* ablesen zu können, beruht auf demselben Principe, wie der Zähler, welcher Fig. 76 abgebildet und §. 31 zu einem Wegmesser gehörig beschrieben wurde.

Fig. 147.



Am Umfange der Welle des Rädchens *c* ist nämlich eine Schraube *p* eingeschnitten, in welche zwei Räder *q* und *r* mit schiefen Zähnen gleichzeitig eingreifen und wovon das eine einen Zahn mehr wie das andere besitzt. Das Rad *r* sitzt dabei auf der Welle *t* fest, deren oberes Ende einen Zeiger *v* trägt, während das Rad *q* am Mantel des Hohlcylinders *s* befestigt ist, der oberhalb ein gehörig eingetheiltes Zifferblatt *u* trägt. Letzteres Blatt ist mit zwei concentrischen Scalen versehen, wovon die eine, dem Radius *yz* entsprechend, für die Einer der Umdrehungen, die andere, dem Radius *xw* angehörig, zum Ablesen der Hunderter bestimmt ist.

Um auf diesen Scalen ein genaues Ablesen möglich zu machen, sind Markstifte *w* und *z* vorhanden, die mit ihren Spitzen die betreffenden Theilungen berühren, wenn man mit dem Finger auf die Oberfläche des Köpfchens *d* so drückt, dass der Widerstand der Federn *β* und *x* überwunden wird [1]).

Clair versieht diese Dynamometer auf Erforderniss auch mit Registrirapparaten, nach Art derer, welche Fig. 135 abgebildet und beschrieben wurden [2]).

Verhältnisse steht, das wir mit dem Buchstaben α bezeichnen wollen, also $\frac{x}{K} = \alpha$ ist, so erhält man mit Hülfe letzteren Werthes aus 1), indem man x entfernt:

$$U = \frac{\alpha}{\varrho} \cdot \frac{1}{2 r \pi} K w,$$

d. i.: es ergiebt sich für die verrichtete mechanische Arbeit $\mathfrak{A}$ der Ausdruck:

$$\mathfrak{A} = K w = \psi \cdot U,$$

wenn man den vorher zu bestimmenden Werth $\frac{2 \varrho r \pi}{\alpha} = \psi$ setzt.

Bei dem der polytechnischen Schule in Hannover gehörigen Exemplare dieses Dynamometers ist $\psi = 27{,}15$ und die höchste zulässige Zugkraft 200 Kilogr.

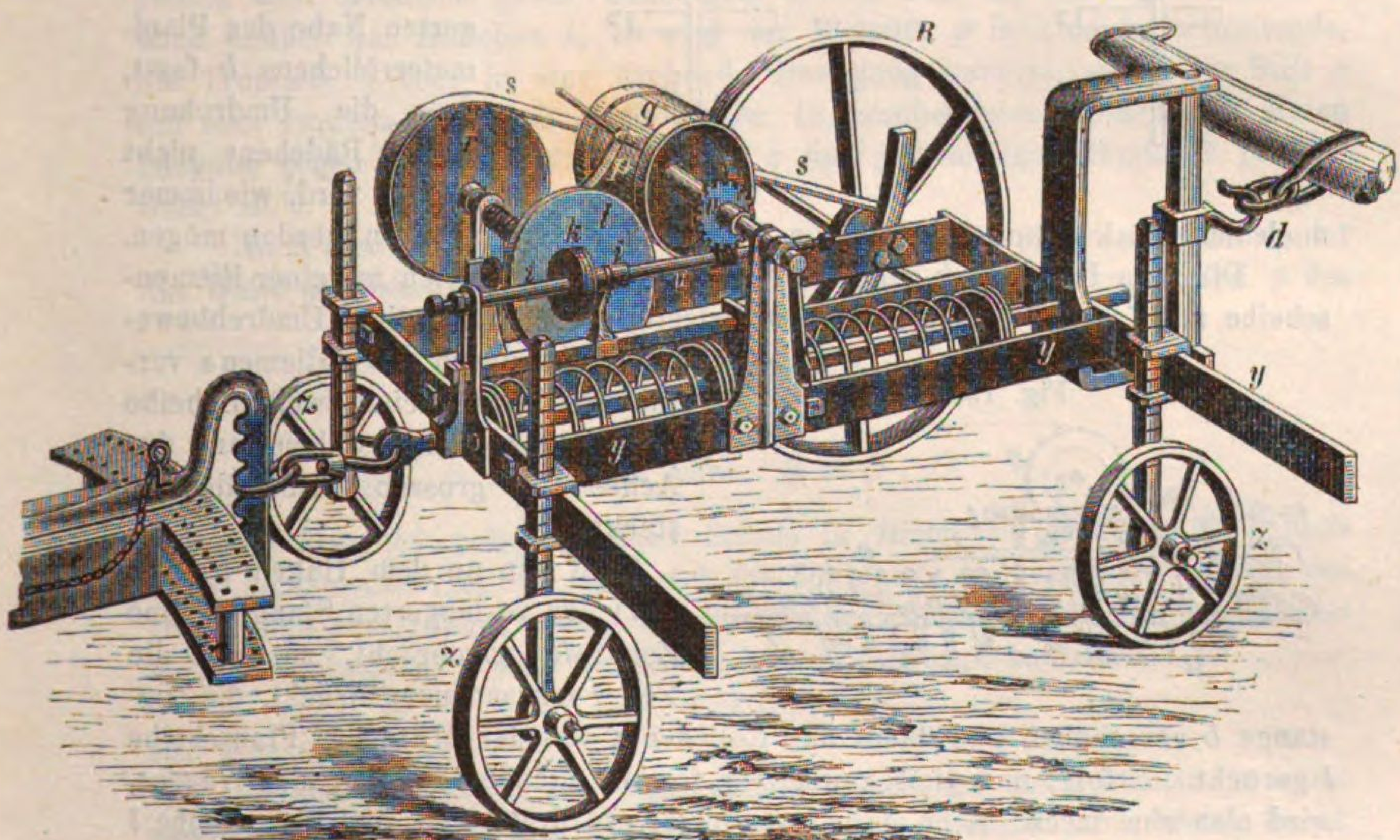
Hiernach hängt, wie oben gesagt, die Ermittelung der mechanischen Arbeit A nur von der beobachteten Umdrehzahl des Rädchens *c* ab.

1) In der Abbildung (Fig. 147) reicht in Wirklichkeit der unter *y* gezeichnete Stift nur bis zur Oberfläche der Feder *x*, nicht aber bis zum Kopfe der Welle *t*, wie es (durch ein Versehen des Zeichners) angegeben ist.

2) Man sehe deshalb u. a. Prechtl's Encyklopädie, Supplementbd. 2, Artikel „Dynamometer", S. 606, Taf. 62.

So vortrefflich der Morin'sche totalisirende Zugdynamometer auch genannt werden muss und so sehr er sich für Versuche eignet, wobei mit gehöriger Zartheit und Ruhe operirt werden kann, so lässt er doch zu wünschen übrig, wenn man ausser Stande ist, solchen Vorbedingungen zu entsprechen, wie dies u. a. bei Versuchen mit landwirthschaftlichen Geräthen und Maschinen und bei Fuhrwerken der Fall ist, wo bedeutende Erschütterungen und Stösse unvermeidlich sind, noch gar nicht etwa (wie bei Fig. 135) damit verbundener Registrirapparate zu gedenken, wo das Zeichnenpapier, namentlich bei etwas feuchter Atmosphäre, oft grosse Noth macht, die zuweilen noch durch ungehorsame Zeichnenstifte empfindlich erhöht wird.

Fig. 148.

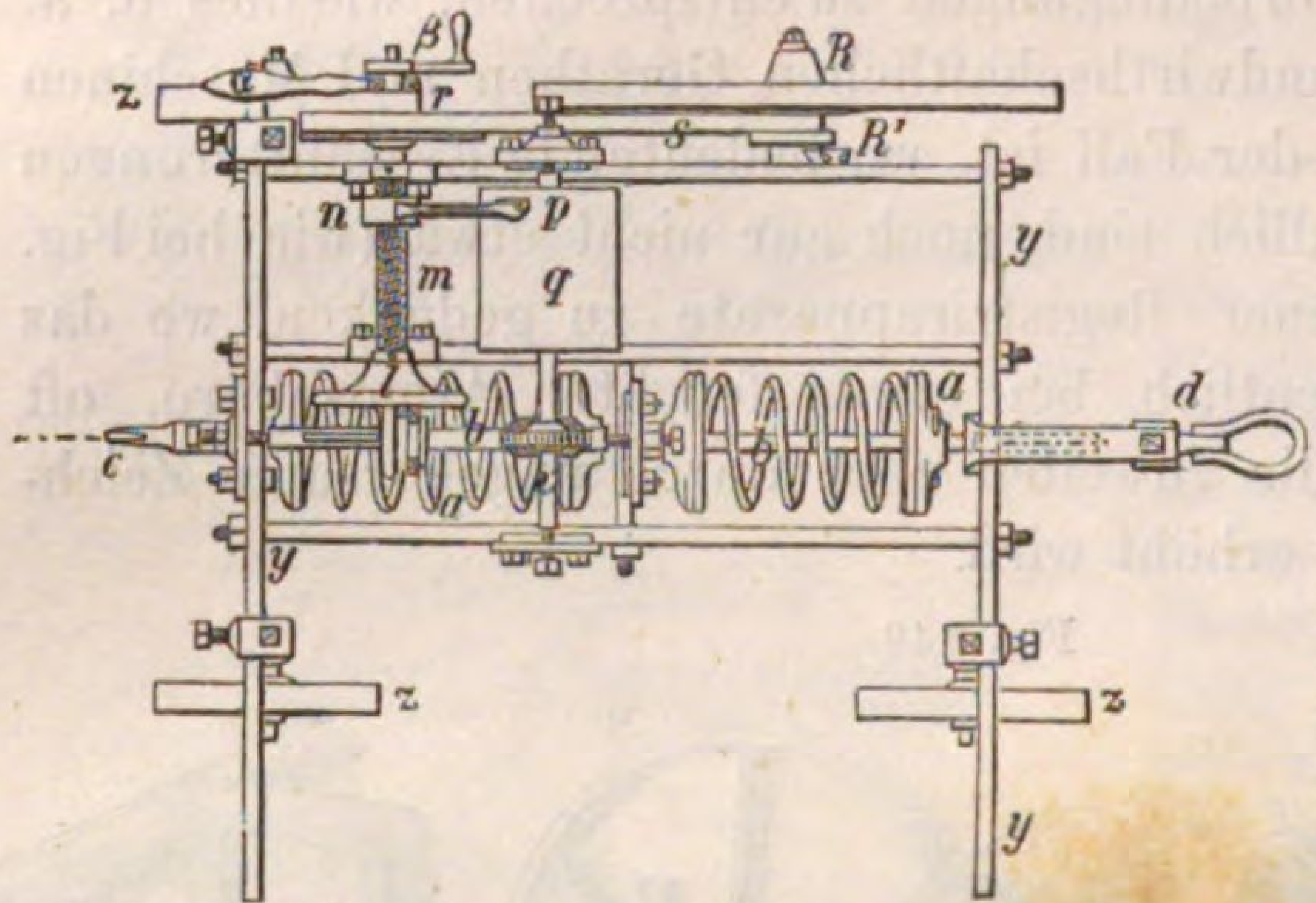


Um diese Uebelstände zu umgehen, hat der englische Mechaniker Bental (Heybridge, Essex) insbesondere für landwirthschaftliche Zwecke den totalisirenden Dynamometer angegeben und vielfach ausgeführt, welcher Fig. 148 perspectivisch, Fig. 149 geometrisch in der Horizontalprojection (verkleinert) und Fig. 150 im Längendurchschnitte gezeichnet ist[1]).

1) Bei dem der polytechnischen Schule in Hannover angehörigen Exemplare dieses Instrumentes hat der Cylinder, um welchen man sich den $^5/_8$ Zoll dicken Stahldraht, aus welchem die Feder besteht, gewunden zu denken hat, einen Durchmesser von 5 Zoll engl.

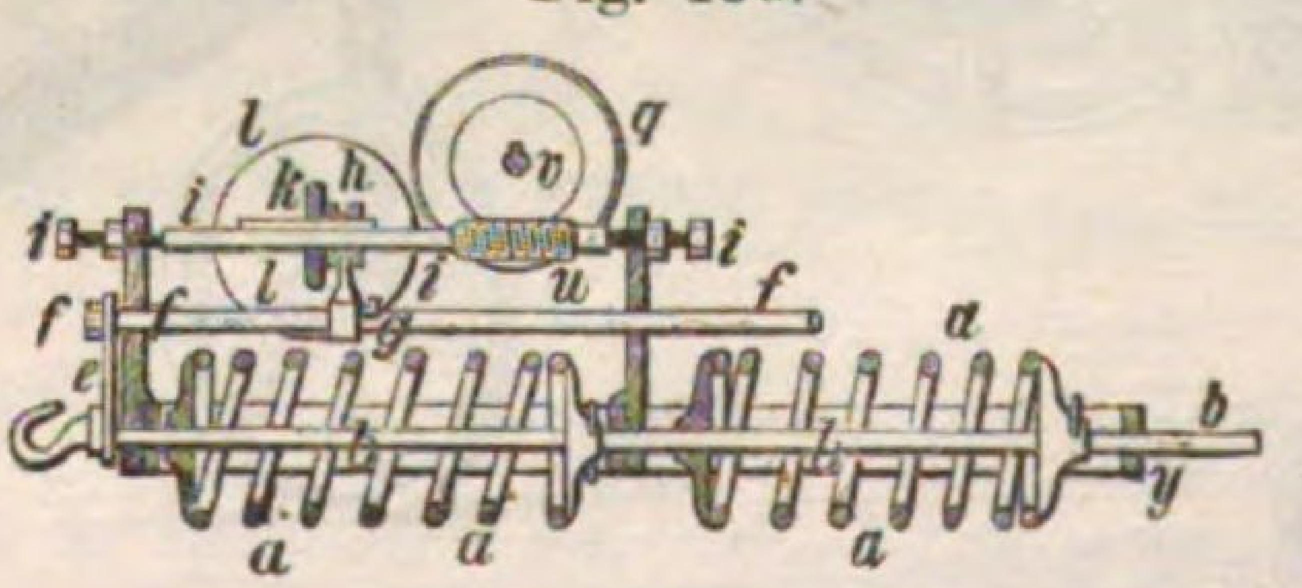
Die Dynamometerfeder *a* (Fig. 149 und 150) ist hier nach einer cylindrischen Spirale gewunden, wobei die Achse von einem viereckigen Stabe *b* gebildet wird, der so angeordnet ist, dass er seiner Länge nach mit der Feder verschoben, jedoch nicht gedreht werden kann. An diesem Stabe *b* ist am linken Ende, ausserhalb des rahmenförmigen Gestelles *y*, ein Arm *c* befestigt, der einen zweiten Stab *f* trägt, der parallel zu *b* gerichtet ist. Auf diesen zweiten Stab ist ein Führungsstück *g* (Fig. 150) gekeilt, welches derartig in eine Nuth *h* der gehörig verlängerten Nabe des Planimeterröllchens *k* fasst, dass die Umdrehung dieses Rädchens nicht gestört wird, wie immer auch das Stück *g* und mit ihm die Stäbe *f* und *b* verschoben werden mögen.

Fig. 149.



Die zum Röllchen *k* gehörige Planscheibe *l* ist zugleich mit einer Riemenscheibe *r* auf einer Horizontalachse *m* befestigt. Die erforderliche Umdrehbewegung wird durch einen Riemen *s* vermittelt, der über eine zweite Scheibe *R'* geschlagen ist, welche auf der Achse des grossen Triebrades *R* steckt.

Fig. 150.



Wird nun an dem Haken *c* (Fig. 149) der verlängerten Stange *b* eine Zugkraft angebracht, so wird die Feder *a* zusammengedrückt, die Zugstange *b* verschoben und damit das Röllchen *k* aus der Mitte der Planscheibe *l* gerückt. Erfolgt nun gleichzeitig eine fortschreitende Bewegung des Wagens, wird also eine mechanische Arbeit verrichtet, so dreht sich die Planscheibe *l* und mit ihr (sobald gehörige Reibung vorhanden ist) das Röllchen *k*, dessen Umdrehzahl, ganz wie bei Morin's Dynamometer, der verrichteten mechanischen Arbeit proportional ist [1]).

1) Führt man für die Grösse der Radien des Rades *R* und der Riemenscheiben *R'* und *r* die in der Abbildung (Fig. 149) beigeschriebenen Buchstaben ein, behält aber sonst die bei dem Morin'schen Dynamometer angenommenen Bezeichnungen bei, so erhält man hier, wenn der oben verfolgte Rechnungsgang beibehalten wird, für die von einer Zugkraft *K* während des Durchlaufes eines Weges *w* verrichtete mechanische Arbeit $\mathfrak{A}$, wobei dass Röllchen *k* die Zahl von *U* Umgängen machte, die Gleichung:

Die jedem besonderen Falle entsprechende Menge von Umdrehungen des Röllchens k lässt sich am vortheilhaftesten durch einen der früher beschriebenen Hubzähler (z. B. den Fig. 71 oder 73 abgebildeten) bestimmen, den man mit der Welle i in Verbindung zu bringen hat.

Um gleichzeitig die besonders bei Versuchen mit landwirthschaftlichen Geräthen wünschenswerthe Angabe der aufgewandten Zugkraft graphisch darzustellen, hat Bental folgenden einfachen Registrirapparat beigefügt.

Auf der Welle m der Planimeterscheibe l ist nämlich eine Schraube angebracht, deren Mutter n einen Arm trägt, durch dessen äusseres Ende ein Bleistift p gesteckt werden kann, der mit seiner Spitze den Mantel einer eisernen cylindrischen, mit Papier beklebten Trommel q berührt. Auf der Achse i des Planimeterröllchens k befindet sich ferner eine Schraube u, die in ein Rad v mit schiefen Zähnen fasst, auf welcher die Trommel q befestigt werden kann.

Fährt man nun mit dem Instrumente über gehörig festen Boden und gleiten oder rutschen dabei weder das grosse Rad R, noch der Riemen s, noch endlich das Röllchen k, so wird der Bleistift p in eine fortschreitende, die Trommel q aber in eine drehende Bewegung versetzt, wobei der Stift p auf dem Papiere q schrägliegende Linien (Schraubenlinien) beschreibt, deren Neigung gegen die Achse der Trommel q der jedesmaligen Zugkraft proportional ist[1]).

Nach dem Aufheben einer Klinke α, welche mit einer Ausrückung für die Welle m zusammenhängt, lässt sich mit Hülfe einer kleinen Kurbel β das

$$\mathfrak{A} = Kw = \frac{2\alpha\varrho r R\pi}{R'} \cdot U,$$

oder wenn $\frac{2\alpha\varrho r\pi}{R'} = \psi$ gefunden wurde: $\mathfrak{A} = \psi \cdot U$.

Bei dem der polytechnischen Schule in Hannover gehörigen Exemplare dieser Dynamometergattung ergab sich für Zollpfunde und englische Fusse, wobei 1000 Pfund eine Längenveränderung der Feder (5 Zoll äusserer Durchmesser bei $^5/_8$ Zoll Drahtdicke) von 48 Millimeter = 1,89 Zoll engl. bewirkten:

$$\psi = 26{,}8,$$

also $\mathfrak{A} = 26{,}8\ U$ ist.

1) Dass sich hierbei sehr leicht eine Scala oder ein transportabler Maassstab anfertigen lässt, wodurch es möglich wird, aus der Höhe der schiefen Ebene, welche der abgewickelten Länge der jedesmaligen Schraubenlinie angehört, die absolute Grösse der aufgewandten Zugkraft direct zu bestimmen, bedarf wohl kaum der Erwähnung. Ueberdies lässt sich auch eine Scala auf der viereckigen Zugstange b auftragen. Bei dem der polytechnischen Schule in Hannover gehörigen Exemplare des Bental'schen Dynamometers hat das grosse Triebrad R $69^1/_2$ Zoll engl. Umfang, so dass 65 Umdrehungen desselben einem Wege von 125,5 Yard oder 376,5 Fuss entsprechen. Während dieses Weges hat sodann der Bleistift p in fortschreitender Bewegung einen Weg von $4^1/_2$ Zoll Länge zurückgelegt, was zugleich die Ausdehnung der Basis der schiefen Ebene ist, welche zur beschriebenen Schraubenlinie gehört. Die Steigung der letzteren beträgt für jeden Zollcentner Zugkraft 16 Millimeter oder $\frac{160}{254}$ Zoll engl.

Zurückführen des Aermchens np auf den Nullkreis der Trommel q leicht und rasch bewirken.

So sinnreich diese auf das Planimeterprincip basirten totalisirenden Dynamometer auch genannt werden müssen, so leiden sie dennoch an dem gemeinsamen Uebel aller Planimeter, wobei im Principe das Fortrollen, Umdrehen etc. eines Cylinders oder Kegels auf einer festen, gehörig Reibung darbietenden Unterlage erforderlich wird.

Es ist nämlich unmöglich, die Abnutzung des Planimeterrädchens, also die Veränderung seines Umfanges, gänzlich zu vermeiden, und äusserst schwierig, jedes Gleiten der überhaupt vorhandenen Scheiben vollständig zu umgehen [1]).

Das Maass, worauf sich der Werth, die Sicherheit und Zuverlässigkeit dieser Instrumente als Messapparate reducirt, ist hiernach leicht festzustellen!

Zusatz. Der Vollständigkeit wegen ist endlich noch ein Instrument anzuführen, welches dazu dient, die auf den Kolben einer Dampfmaschine übergetragene mechanische Arbeit zu messen und gleichzeitig zu registriren. Es ist dies der bereits von Watt angegebene, von Field, Mac-Naught, Combes, Morin, Clair u. A. verbesserte sogenannte Indicator, welcher bei dem jetzigen Zustande des Dampfmaschinenwesens ein wahrhaft praktisches, völlig unentbehrliches Instrument geworden ist [2]). Die Fig. 151 und 152

1) Um vor Allem das Gleiten des Röllchens k auf der Planimeterscheibe l des Bental'schen Instrumentes zu verhindern, habe ich die Welle m desselben durchbohren und mit einer Druckfeder ausstatten lassen, die mit Hülfe eines Schlüssels von aussen (bei β) gestellt werden kann. Das Gleiten des grossen Rades R, überhaupt das Nichtumdrehen desselben unter allen Umständen zu vermeiden, halte ich geradezu für unmöglich.

2) Watt's Indicator findet sich u. a. beschrieben und abgebildet in Prechtl's Technolog. Encyklopädie, Bd. 3, S. 656. — Mac-Naught, Description and use of Mac-Naught's improved Indicator, Glasgow (neueste Aufl.) 1856. Daraus nach der Auflage von 1831 in den Ann. des mines, Tom. 16. — Combes, Exploitation des mines. Deutsch von Hartmann unter dem Titel „Bergbaukunst", Bd. 2, S. 385, Taf. 61. — Bornemann: „Der Ingenieur," Bd. II (1850), S. 385. Eine vortreffliche Arbeit über die Anwendung des Indicators beim Maschinenbau.

Morin's Indicator, wobei gerade Stahlschienen statt Spiralfedern in Anwendung gebracht sind, ist abgebildet in Armengaud's Publication industr., Vol. 3, Pl. 37, sowie auch in der bereits oben citirten „Notice dynamomètrique" Morin's P. 67. — Siry Lizar's Indicator (insbesondere zum Messen des Leuchtgasdruckes) findet sich ebendas., Vol. 5, Pl. 19. Garnier's Indicator-totaliseur. An demselben Orte, Vol. 6, Pl. 30.

zeigen die von Combes abgeänderte Mac-Naught'sche Construction, wobei der Hauptheil des Instrumentes aus einem (dampfdichten) Kolben *D*, der in einem Cylinder *B* auf- und absteigen kann, und einer Spiralfeder *G* besteht, deren unteres Ende mit dem Kopfe der Stange des Kolbens *D* verbun-

Fig. 151.

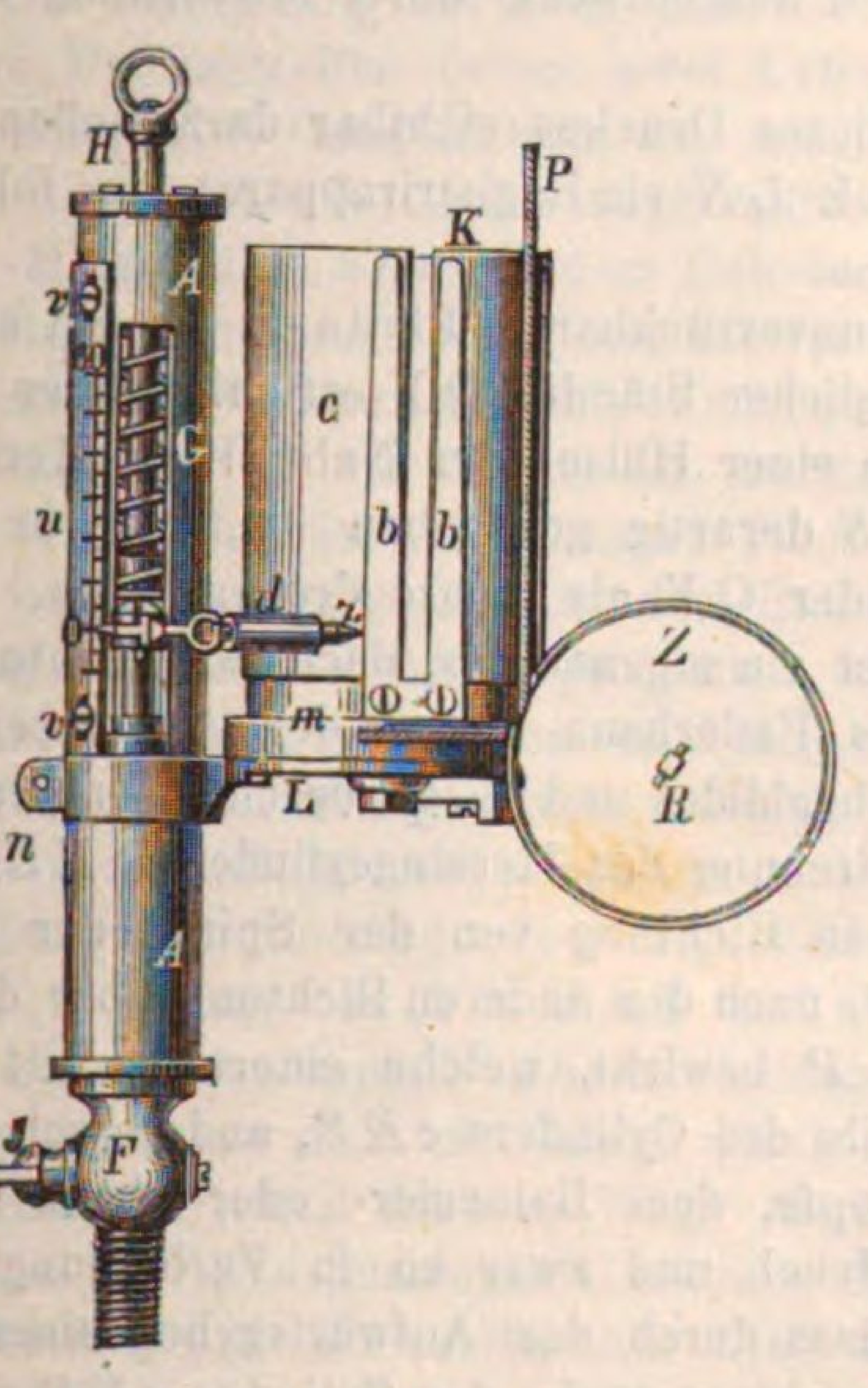
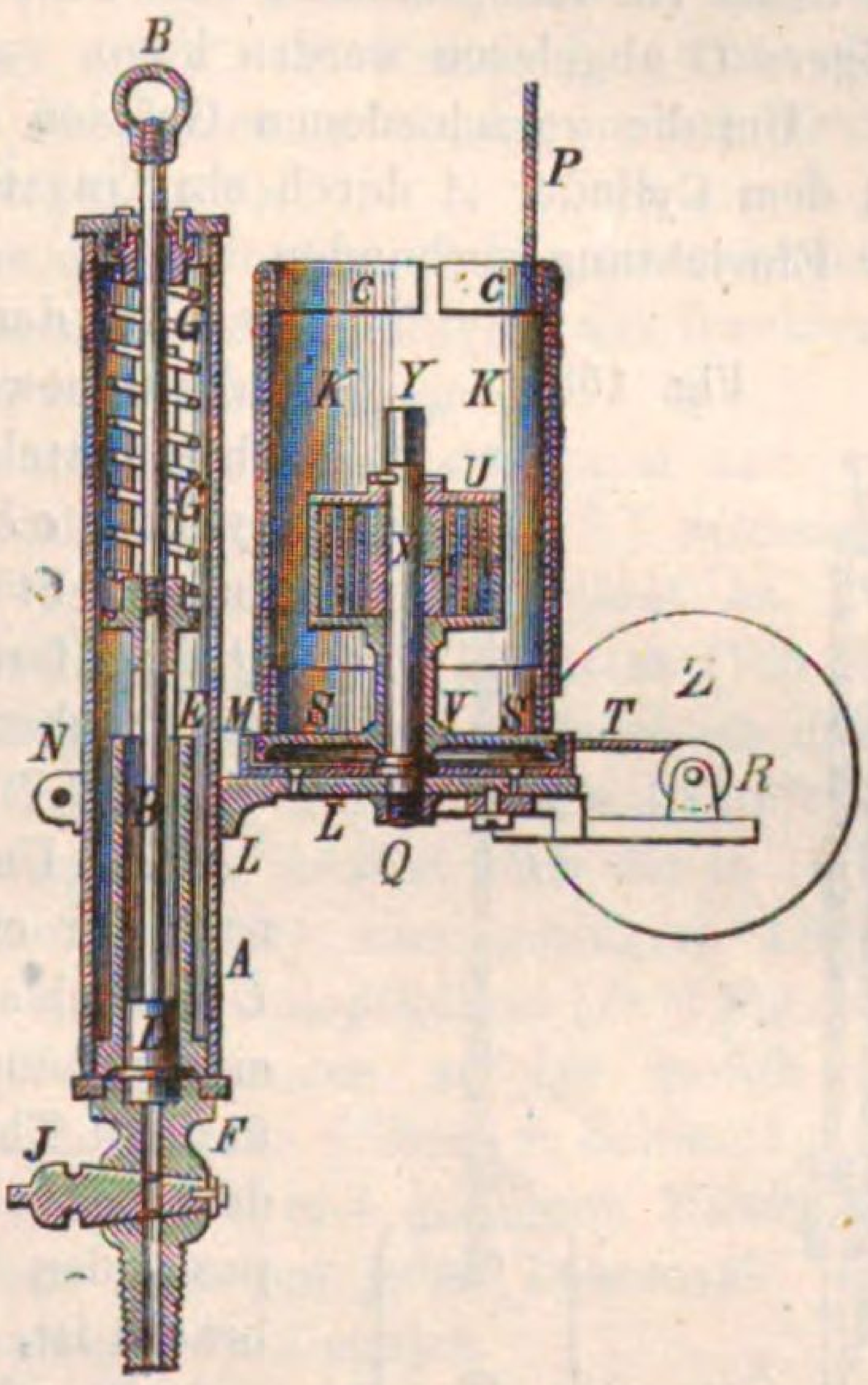


Fig. 152.



den ist, während sich das obere Ende gegen den festen Deckel einer unbeweglichen cylindrischen Hülse *A* lehnt.

Unterhalb ist *A* mit einem gehörig durchbohrten Körper *F* dicht verbun-

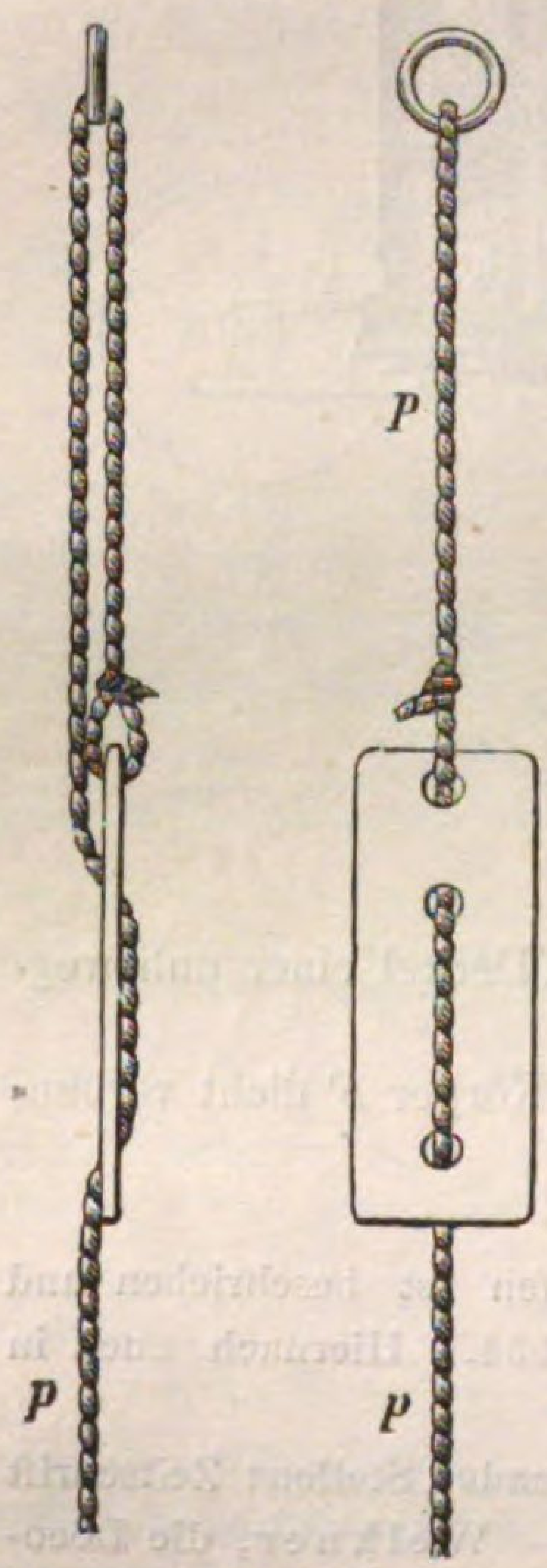
Clair's Indicator mit continuirlichem Papierstreifen ist beschrieben und abgebildet in dem Bulletin d'encouragement, Jahrg. 1854. Hiernach auch in Prechtl's Encyklopädie, Supplementbd. 2, S. 438.

Neuere werthvolle Mittheilungen finden sich an folgenden Stellen: Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. 1 (1857), S. 192. — Welkner, die Locomotive, Göttingen 1859, S. 38. — Völcker's Abhandlungen über Indicatorversuche. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. 4, S. 202. — Völcker, der Indicator. Berlin 1863. Ein höchst werthvolles Buch für Praktiker und Theoretiker. — Rosenkranz, der Indicator und seine Anwendungen mit specieller Beziehung auf den Richard'schen Indicator. Berlin 1868 u. 1875. (Eine empfehlenswerthe Abhandlung für Praktiker). — Porter, Description of Richards Steam Engine, Indicator. London 1868. — Bauschinger, Indicatorversuche an Locomotiven. Bornemann's Civil-Ingenieur, Bd. 14 (1868), S. 1, 83 und 317. Eine ganz vorzügliche Arbeit ihrer Art. — Burgh, The Indicator Diagram Practically Considered. London 1871. — Berndt, Ueber die Genauigkeit der Indicatordiagramme. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1875, S. 1.

den, der sich in einer Schraube endet, womit das ganze Instrument auf dem Deckel der betreffenden Dampfmaschine (oder mit Hülfe eines geeigneten Zwischenrohres an anderer Stelle) befestigt wird. Bei gehöriger Drehung des Hahnes *J* tritt Dampf unter den Kolben *D* und treibt diesen dem vorhandenen Drucke entsprechend in die Höhe, dessen Grösse auf einer empirisch getheilten Scala (in Kilogrammen oder Pfunden ausgedrückt) unter Mitwirkung eines Zeigers *O* abgelesen werden kann.

Um die verschiedenen Grössen dieses Druckes sichtbar darzustellen, ist mit dem Cylinder *A* durch ein Tragstück *LN* ein Registrirapparat von folgender Einrichtung verbunden.

Fig. 153.



Auf der unverrückbaren Platte *L* ist ein ebenfalls unbeweglicher Ständer *QY* errichtet, über welchen mittelst einer Hülse oder Nabe *V* ein Messingcylinder *cKS* derartig geschoben ist, dass er sich um den Ständer *QY* als Achse drehen kann. Mit *QY* ist ferner ein sogenanntes, nach zwei Richtungen hin drehbares Federhaus *U* von der Art vereinigt, wie Fig. 7 abgebildet und S. 46 beschrieben wurde.

Die Umdrehung des Messingcylinders *cKS* wird nach der einen Richtung von der Spiralfeder *X* in *U* veranlasst, nach der anderen Richtung aber durch eine Schnur *P* bewirkt, welche einerseits mit dem unteren Theile des Cylinders *cKS*, andererseits mit dem Kreuzkopfe, dem Balancier- oder einem sonst passenden Hebel, und zwar so in Verbindung gebracht ist, dass durch das Aufwärtsgehen eines der gedachten Maschinenstücke der Cylinder *cKS* genau nur eine einzige (beinahe) volle Umdrehung verrichtet.

Um letzteres entsprechend erreichen, d. h. den Hub des Kreuzkopfes oder Hebels auf die Weggrösse der einmaligen Umdrehung des Cylinders *cKS* reduciren zu können, bedient man sich nach Umständen entweder einer grösseren oder kleineren Umsatzrolle, oder einer für mehrere Windungen hinlänglich breiten Trommel *Z*, auf welche sich das betreffende Schnurende *P* wickelt, während sich die bei *M* in einer Rinne am Mantel von *cKS* befestigte Schnur *T* um die gehörig lange Welle *R* in regelrechten neben einander liegenden Windungen rollt, oder man regulirt einfach die Schnurlänge *P* mit Zuziehung eines kleinen Messingblättchens in der Weise, wie Fig. 153 (in wahrer Grösse gezeichnet) ohne Weiteres erkennen lässt.

Nach Vollendung des Hubes macht sich die Elasticität der dabei zusammengedrehten Spiralfeder *X* geltend, d. h. sie dreht den Cylinder *cKS* in seine ursprüngliche Stellung zurück.

Zwei Messingblättchen *bb* dienen, als Federn wirkend, zum Festhalten eines um den Mantel des Cylinders *cKS* gelegten Papierstreifens, auf welchem ein mit der Feder *G* durch ein Kniestück *d* verbundener Bleistift *z* eine geschlossene Curve (oder nach Umständen ein Rechteck) beschreibt, die eine

Fläche einschliesst, welche offenbar die während eines Hubes auf den Dampfkolben übergetragene mechanische Arbeit darstellt. Dividirt man den ermittelten Inhalt der gedachten Fläche durch die Länge der Nulllinie, d. i. durch den verjüngten Hub, so giebt der erhaltene Quotient direct oder indirect die Grösse des mittleren Dampfdruckes an.

Die Anwendung des oben notirten Clair'schen Indicators mit continuirlichen Papierstreifen (wozu zwei Cylinder cKS erforderlich sind) hat sich, besonders der Complication des ganzen Instrumentes wegen, in der Praxis nicht so bewährt, wie man ursprünglich erwartete[1]).

Hinsichtlich aller bei dem Gebrauche des Indicators wohl zu beachtenden Umstände kann nicht genug auf die vorher citirten Abhandlungen der Ingenieure Richards, Völker und Rosenkranz verwiesen werden.

Als der für die Praxis am meisten zu empfehlende Indicator und jetzt (mit Recht) der des Amerikaners Richards (Connecticut, U. S.) betrachtet, der umstehend Fig. 154 in der Hälfte wahrer Grösse abgebildet ist. Mit Bezug auf den vorher besprochenen Mac-Naught-Combes Indicator (Fig. 151 und 152) ist hervorzuheben, dass sich der von Richards hauptsächlich durch folgende Verbesserungen unterscheidet. Erstens ist der kleine Dampfcylinder AGE viel kürzer construirt und demgemäss besitzt auch die in G befindliche Schraubenfeder (G Fig. 152 bei Combes) eine geringere Länge. Zweitens hat der in AE auf- und absteigende Dampfkolben (D in Fig. 152) ein kleineres Gewicht. Diesen beiden Veränderungen zufolge geräth die Schraubenfeder nicht so leicht durch vorkommende Stösse in Schwankungen (Vibrationen), weil kürzere Wege zu machen sind und geringere Masse vorhanden ist. Das Instrument arbeitet daher auch bei jeder Tourenzahl sehr zuverlässig und das entstehende Diagramm wird bestimmter.

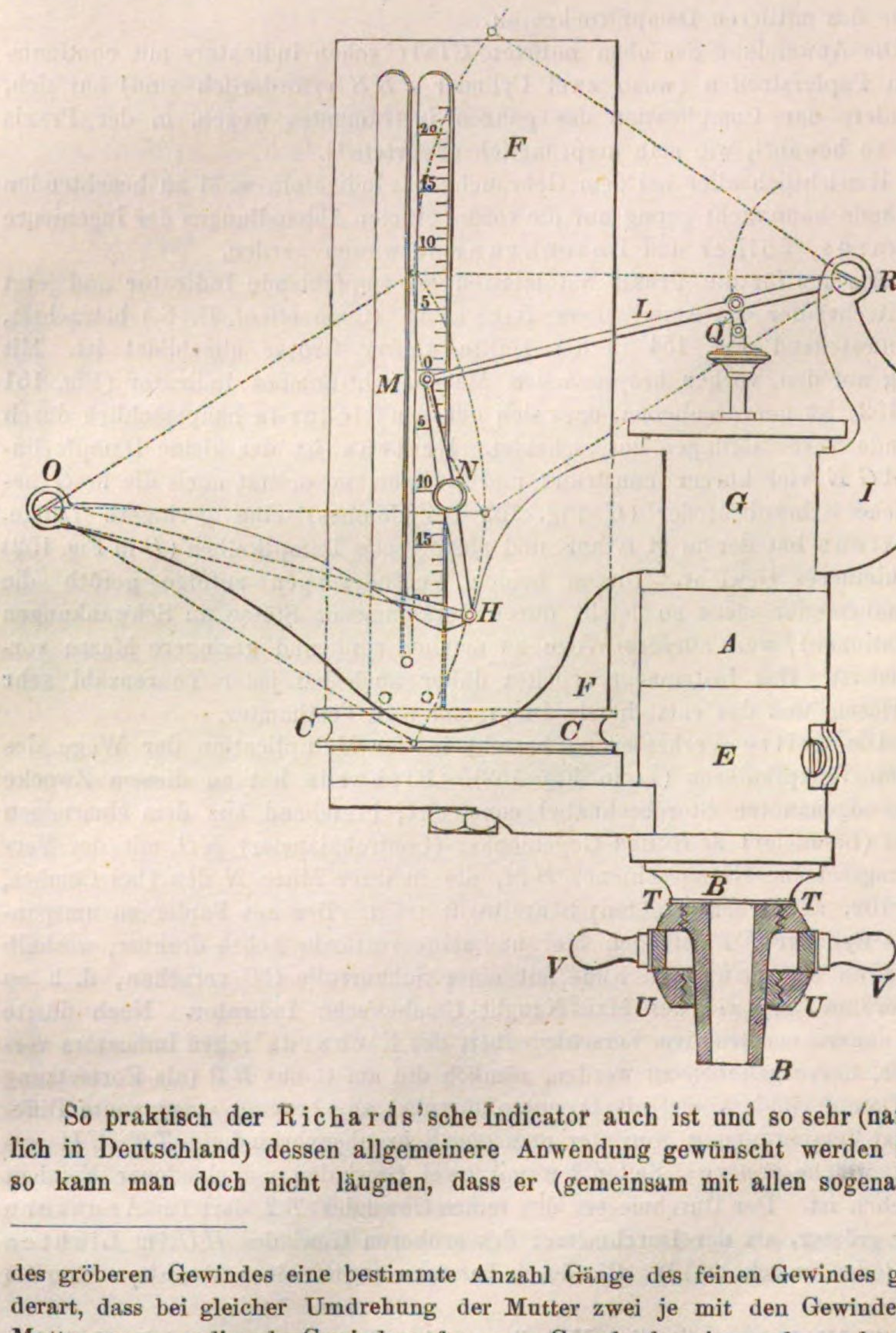
Die dritte Verbesserung besteht in der Multiplication der Wege des kleinen Dampfkolbens (D in Fig. 152). Richards hat zu diesem Zwecke einen sogenannten Storchschnabel construirt, bestehend aus dem einarmigen Hebel (Balancier) MR und Gegenlenker (Contrebalancier) HO mit der Verbindungsschiene (Hängeschiene) HM, die in ihrer Mitte N den (bei Combes, Fig. 152, mit d bezeichneten) Schreibstift trägt. Der mit Papier zu umspannende Cylinder FF ist auch hier um seine verticale Achse drehbar, weshalb dieser an seinem unteren Ende mit einer Schnurrolle CC versehen, d. h. so angeordnet ist, wie der Mac-Naught-Combes'sche Indicator. Noch dürfte eine andere constructive Verschiedenheit des Richards'schen Indicators verdienen, hervorgehoben zu werden, nämlich die am Conus BB (als Fortsetzung des Dampfcylinders und als Dampfzuführrohr) angebrachte, sogenannte Differenzial-Verschraubung, worunter man eine Schraubenverbindung TT, UU versteht, welche von zwei Seiten her mit zwei Gewinden verschiedener Feinheit versehen ist. Der Durchmesser des feinen Gewindes TT darf im Aeussern nicht grösser, als der Durchmesser des gröberen Gewindes UU im Lichten sein (oder umgekehrt)[2]). Hierdurch hat man es in seiner Gewalt, vorher im

1) Mindestens gilt dies Urtheil von dem Instrumente der polytechnischen Schule, welches direct von Clair in Paris für den Preis von 100 Thalern bezogen wurde.

2) Die Hauptsache besteht darin, dass auf eine gewisse Anzahl der Gänge

Kreise diejenige Stellung zu fixiren, welche nach erfolgter Zusammenziehung von dem mit dem betreffenden Gewindezapfen versehenen Theile eingenommen werden soll.

Fig. 154.



So praktisch der Richards'sche Indicator auch ist und so sehr (namentlich in Deutschland) dessen allgemeinere Anwendung gewünscht werden muss, so kann man doch nicht läugnen, dass er (gemeinsam mit allen sogenannten

des gröberen Gewindes eine bestimmte Anzahl Gänge des feinen Gewindes gehen, derart, dass bei gleicher Umdrehung der Mutter zwei je mit den Gewinden der Mutter correspondirende Gewindezapfen, vom Grunde des einen oder andern Gewindezapfens die Drehung begonnen, mit ihren stumpfen Enden gerade in der mittleren Stellung der Mutter auf einander gepresst, resp. zusammengezogen werden (Rosenkranz a. a. O S. 12).

Druck-Indicatoren) noch zu wünschen übrig lässt. In der That geben diese Indicatoren doch nur ein Bild von der während einzelner Kolbenhübe geleisteten Arbeit und auch diese ist nur durch mühsame und zeitraubende Rechnungen festzustellen. Diese Uebelstände soll der neuerdings von Ashton & Storey in Manchester angegebene und gelieferte Indicator beseitigen, der nicht nur die während einer ganz beliebigen Beobachtungszeit von der Dampfmaschine gelieferte Arbeit misst, sondern diese zugleich auch registrirt.

Leider ist der Anschaffungspreis dieses Indicators enorm hoch [1]) und die Aufstellung und Handhabung desselben etwas umständlich, nicht zu gedenken, dass er die bereits bei den Morin'schen und Bental'schen Zugdynamometern (Fig. 146 und Fig. 148) erörterte Planimeterscheibe mit dem Integrationsrädchen in Anwendung bringt, wobei leicht eine theilweis gleitende statt (nur) rollende und drehende Bewegung eintritt und die Messung fehlerhaft machen kann. Letztere Gründe sind Ursache, weshalb der Verfasser hier (auch des beschränkten Raumes wegen) die Aufnahme von Abbildungen und Beschreibungen des Ashton-Storey'schen Indicators unterliess, dafür aber den Ingenieur Herrn Frese, Assistenten des Maschinenfaches am hiesigen Polytechnikum veranlasste, einen betreffenden Aufsatz in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins [2]) zu liefern, worauf hier besonders aufmerksam gemacht werden mag.

Später, bei der Bestimmung der von einer Dampfmaschine ausgeübten mechanischen Arbeit, kommen wir auf diese wichtigen Gegenstände ausführlich zurück.

II. Dynamometer mit directer Messung bei drehender Bewegung [3]).

§. 47.

Dynamometrische Kurbel.

Eine ganze Gattung von Dynamometern zum Messen der Kräfte, welche die Erzeugung oder Unterhaltung von Drehbewe-

1) Das Exemplar des Hannoverschen Polytechnikums wurde mit 281 Thaler bezahlt.

2) Jahrgang 1873, S. 159 ff. mit einer ganzen Kupfertafel betreffender Abbildungen.

3) Die hierher gehörige Literatur ist bereits in dem mit enthalten, was §. 43 allgemein angeführt wurde. Das Geschichtliche des Gegenstandes hat namentlich Egen (Untersuchungen über Wasserwerke etc., S 44 ff.) recht vollständig behandelt. Zu erwähnen ist jedoch noch, dass neuerdings Prof. Fuchs in Wien einen Kurbel-Dynamographen construirt hat und von der Firma „Kraft & Sohn" in Wien (Wieden) ausführen lässt, der vollständig dem Burg'schen Zug-Dynamometer nachgebildet ist und demgemäss auch alle Vortheile und Nachtheile dieses letzteren in sich vereinigt. Beschrieben und abgebildet findet sich dieser „Kurbel-Dynamograph" in der Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins, 1874, S. 21.

gungen erfordern, beruht darauf, zwischen Kraft und Widerstand eine Blatt- oder Spiralfeder einzuschalten, die sich bei der Umdrehung biegt oder, ähnlich wie eine Uhrfeder, in einen kleineren Raum zusammendrehen lässt [1]), und diese Formänderung so lange fortsetzt, bis ihre Elasticität dem zu bewältigenden Widerstande gleich geworden ist.

Ein schönes Beispiel hierzu bildet die bereits von Regnier in Vorschlag gebrachte, von Morin verbesserte und durch Clair ausgeführte sogenannte dynamometrische Kurbel, welche Fig. 155 und 156 in der Vorder- und Seitenansicht dargestellt ist.

Dabei ist *a* ein kurzer hohler Cylinder (Büchse, Futter), welcher mittelst Schrauben *dd* auf der betreffenden umzudrehenden Welle concentrisch befestigt wird. Der vorhandene Kurbelarm *h* mit dem Handgriffe *t* ist völlig lose auf einen Zapfen *fg* gesteckt, dessen geometrische Achse mit der der Büchse *a* und der zugehörigen Welle zusammenfällt. Zur Verbindung oder Verkuppelung von *a* und *h*, im Falle die Welle mittelst der Kurbel in Umdrehung gesetzt werden soll, dient eine stählerne gerade Blattfeder *r*, die am viereckigen verstärkten Theile *b* der Büchse *a* mit ihrem unteren Ende unverrückbar befestigt, am oberen freien Ende aber zwischen zwei Schneiden *s* geklemmt ist, welche von zwei Seiten an den Kurbelarm *h* geschraubt sind.

Da selten oder gar nicht ein zu bewältigender Widerstand so constant ist, dass bei der Umdrehung der Kurbel *bht* die Feder *r* stets um dieselbe Grösse gebogen wird, vielmehr diese Biegung fast fortwährend eine andere ist, überhaupt also die mittlere Umdrehkraft anzugeben sein wird, so hat man auch hier einen geeigneten Registrirapparat angebracht.

Der hintere Theil der Büchse *a* setzt sich nämlich nach oben hin (in Bezug auf die Stellung der Fig. 155 und 156) als eine Art Rahmenwerk *bb* fort, das am äussersten Ende mit einem Stücke *l* (Fig. 155) schliesst, worin ein nach einem Kreisbogen gebildeter Längenschlitz *kk* angebracht ist, welcher der Kurbelwarze zur Führung dient. Am äussersten Ende dieses Stückes in der Mitte desselben ist eine Hülse für einen unverrückbaren Schreibstift *m* gebildet, der auf einen vorbeigeführten Papierstreifen $\gamma\beta$ eine gerade Linie als Abscissen- oder Nulllinie für die verschiedenen als Ordinaten aufzutragenden Kraftintensitäten beschreibt. Die äussersten Endpunkte der Ordinaten verzeichnet ein zweiter Schreibstift *n*, der nahe im oberen Ende des Kurbelarmes *h* befestigt ist. Der erforderliche Vorrath an Zeichnenpapier ist anfänglich auf eine cylindrische Rolle δ gewickelt [2]), von wo aus das Papier über die oberste Rolle ε geführt und von der untersten Rolle *z* aufgewickelt wird.

1) Ein Dynamometer mit Spiralfeder, angeblich nach White construirt, hat Pauli bei seinen Versuchen über Zapfenreibung in Anwendung gebracht, worüber ausführlich berichtet wird im Kunst- und Gewerbeblatt für das Königreich Bayern, Jahrg. 1849, S. 452.

2) Zum Umdrehen der Rolle δ bei diesem ersten Aufwickeln dient die kleine Kurbel λ.

Die Umdrehbewegung der letzteren und damit die fortschreitende Bewegung des Papierstreifens geschieht auf folgende Weise.

In eine gehörige Nuth des Mantels der Büchse *a* hat man ein (aus zwei gleichen Halbkreisstücken zusammengesetztes) Rad *u* mit schiefen Zähnen so eingebracht, dass sich solches in der Nuth mit möglichst wenig Reibung drehen kann.

Fig. 155.

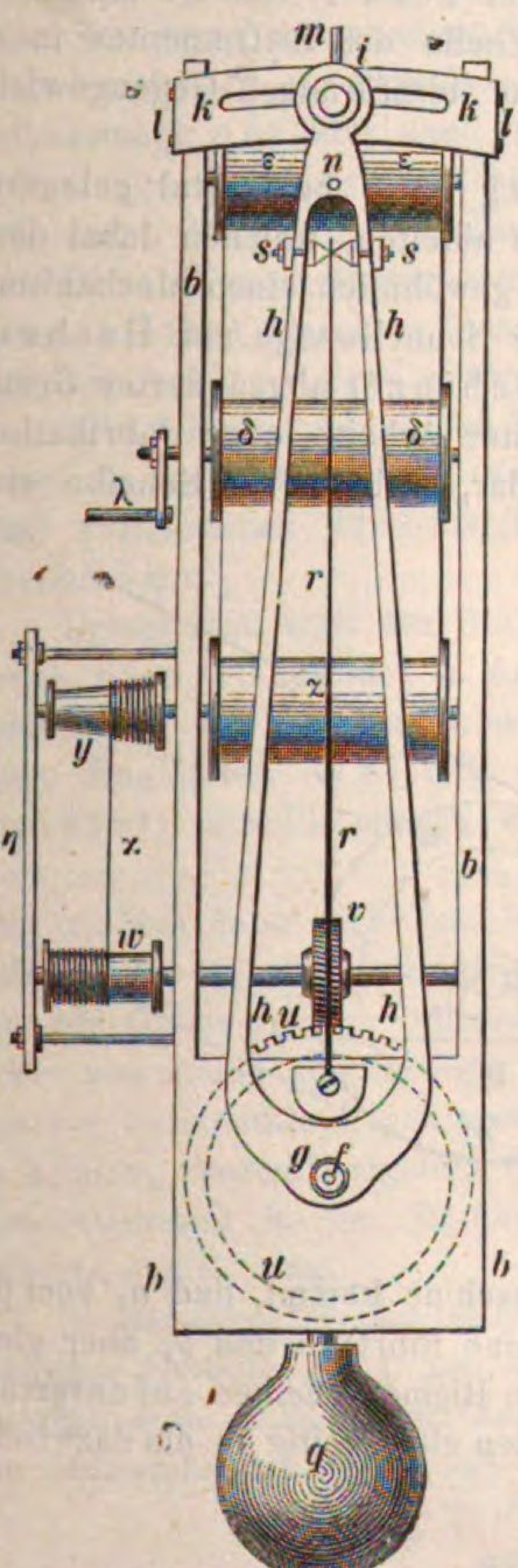
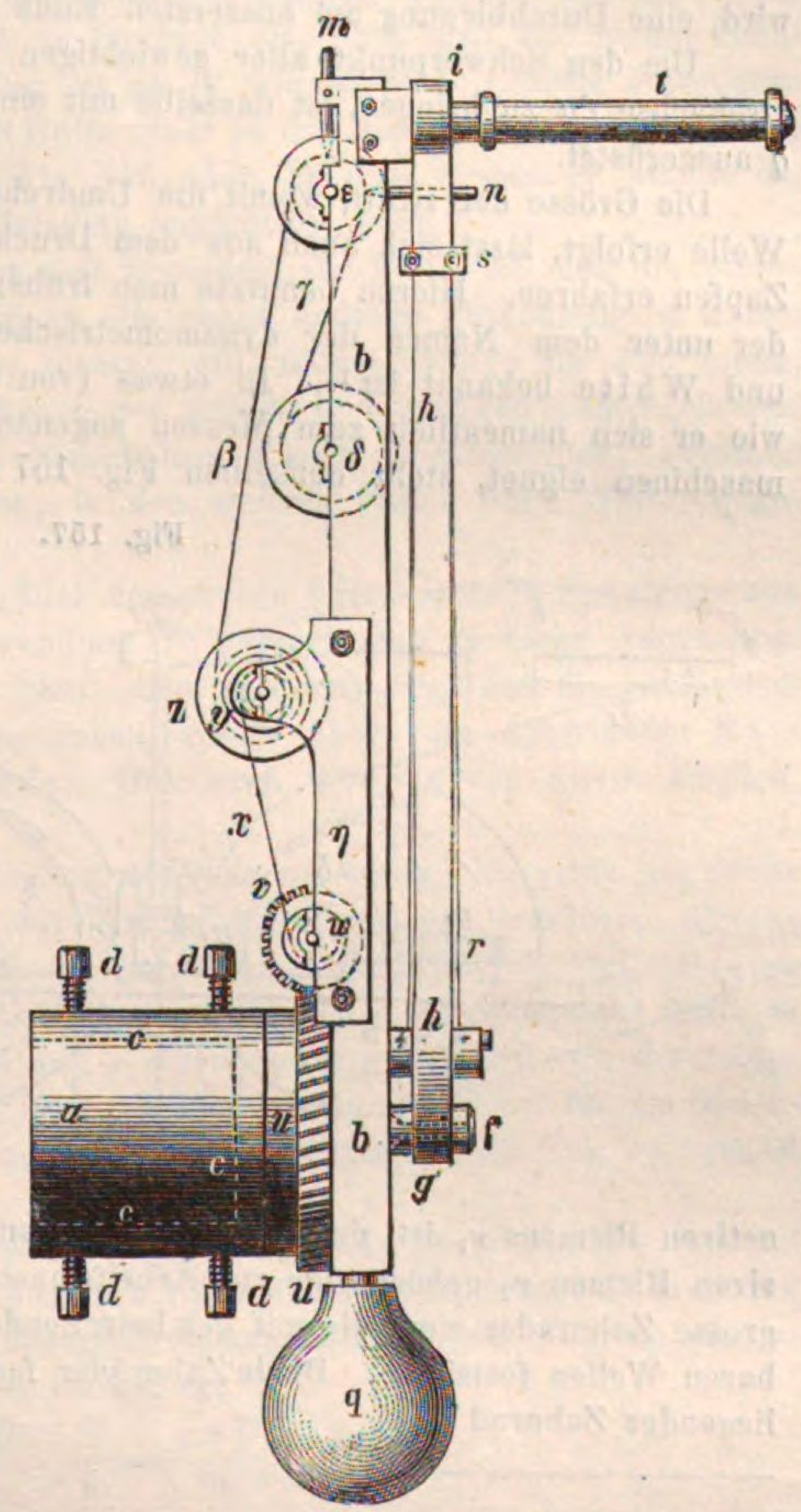


Fig. 156.



Mit diesem Rade im Eingriffe steht das Getriebe *v* (*u* und *v* bilden überhaupt ein Schraubenräderpaar), auf dessen Achse eine Spule *w* zum Aufwickeln eines Seidenfadens befestigt ist, der sich vom darüber stehenden abgestutzten Kegel *y* abwickelt und dadurch die Walze *z* in Umdrehung setzt, sobald dem Rade *u* hierzu Veranlassung gegeben wird. Zu letzterem reicht völlig aus, das Rad *u* in geeigneter Weise festzuhalten, während die Kurbel *hit* und mit ihr das Schraubengetriebe *v* um die Achse *fa* des Cylinders *a* gedreht wird. Gewöhnlich lässt sich hierzu am Gestelle der Maschine, wovon die Welle in Be-

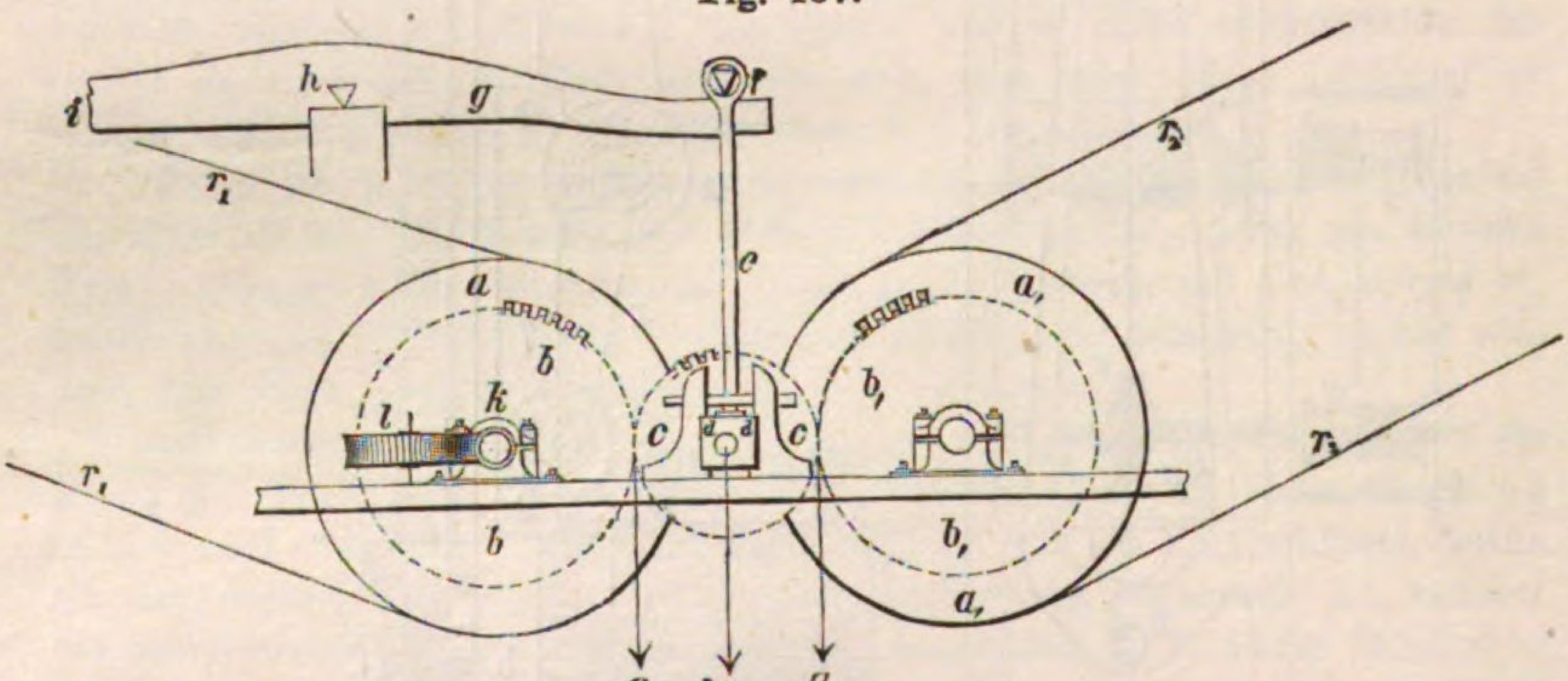
wegung gesetzt werden soll, eine Drahtschlinge oder ein Arm anbringen (der mit einer Nase am Rade *u* verbunden), womit die Drehung dieses Rades verhindert werden kann.

Bei einem von Clair in Paris für die polytechnische Schule in Hannover bezogenen Exemplare dieser dynamometrischen Kurbel entspricht jedem Kilogramm Druck, welcher am Kurbelgriffe zur Umdrehung des Armes *h* angebracht wird, eine Durchbiegung am äussersten Ende der Feder *r* von 1,7 Millimeter.

Um den Schwerpunkt aller gewichtigen Theile des Instrumentes in die Drehachse *fa* zu bringen, ist dasselbe mit einem birnförmigen Gegengewichte *q* ausgerüstet.

Die Grösse der Kraft, womit die Umdrehung einer horizontal gelagerten Welle erfolgt, lässt sich auch aus dem Drucke ableiten, welchen dabei deren Zapfen erfahren. Hierzu benutzte man früher gewöhnlich einen Mechanismus, der unter dem Namen der dynamometrischen Schnellwaage von Hachette und White bekannt ist[1]). In etwas (von Schinz[2]) abgeänderter Gestalt, wie er sich namentlich zum Messen sogenannter Arbeits- oder Fabrikationsmaschinen eignet, stellt denselben Fig. 157 dar, wobei *a* die Scheibe eines

Fig. 157.



activen Riemens r_1 ist, der von der Betriebsmaschine kommt, und a_1 zum passiven Riemen r_2 gehört (der zur Arbeitsmaschine führt), *b* und b_1 aber gleich grosse Zahnräder sind, die mit den betreffenden Riemenscheiben auf unverrückbaren Wellen festsitzen. Beide Zahnräder fassen gleichzeitig in ein dazwischen liegendes Zahnrad *c*.

1) Ausführlicher hierüber in folgenden Werken: Bulletin d'encouragement, 27e année (1828), P. 111. — Prechtl's Technolog. Encyklopädie, Bd. 4, S. 505. — Weisbach's Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, 4. Aufl., S. 293. Hierher gehört auch das dynamometrische Zapfenlager von Rittinger, was sich ausführlich besprochen und abgebildet vorfindet in der österreichischen Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, Jahrgang 1856 und daraus in Dingler's polytechnischem Journale Bd. 143, (1857) S. 82.

2) Eisenbahnzeitung, Jahrg. 1848, Nr. 39. — Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1848.

Die Wirkung dieser Maschine erklärt sich leicht folgendermassen: Nimmt man an, es habe die am Umfange des Zahnrades b wirkende Triebkraft q einen am Zahnrade b_1 auftretenden und eben so grossen Widerstand zu überwinden, so kann man sich vorstellen, als wirkten an den Enden des horizontalen Durchmessers von c zwei gleich grosse Drücke q, die sich an der Achse dieses Rades zu einer Mittelkraft $2\,q$ zusammensetzen [1]). Macht man nun das zu dieser Achse gehörige Zapfenlager d in der Weise beweglich, dass es sich zwischen senkrechten Lagerbacken auf- und abschieben lässt, während es zugleich an einer Stange ef aufgehangen ist, so leuchtet ein, dass man den in der Richtung von f nach e wirkenden Zug $2q = W$ mittelst einer gehörig befestigten Balkenwaage ghi oder auch mit Hülfe einer in der Richtung cf aufgehangenen Federwaage (beispielsweise wie Fig. 126 oder 127) zu messen im Stande ist, d. h. seine Grösse in Gewichtseinheiten ausdrücken kann [2]).

Dieses Dynamometer eignet sich besonders für Fälle, wo man die widerstehende Arbeit einzelner Maschinen, die neben anderen gleichzeitig im Gange sind, ohne sehr viele Umstände messen will, indem zufolge der Anordnung, dass die mittleren senkrechten Ebenen der activen und passiven Riemenscheiben a und a_1 zusammenfallen, das Einschalten dieser Messmaschine, zwischen sonst vorhandenen Triebscheiben, in den meisten Fällen ohne Weiteres geschehen kann.

Bringt man statt der Stirnräder des soeben beschriebenen Dynamometers Kegel- oder Winkelräder in Anwendung, so gelangt man zu einer Anordnung, welche Fig. 158 im Grundrisse (von oben gesehen) zeigt und die zuerst von einem Engländer, White[3]), angegeben, später aber vom Amerikaner Batchelder[4]) vervollkommnet wurde. Hierdurch wird es vor Allem möglich,

1) Man kann sich den Vorgang auch so vorstellen, als griffe das grosse active Rad b in das Getriebe c mit einem vertical abwärts gerichteten Drucke von der Grösse q ein, während der gegenüber liegende Berührungspunkt der Kreise von c und dem zweiten Rade b_1 dem Getriebe c als Stützpunkt dient, so dass der horizontale Durchmesser von c einen einarmigen Hebel von der Länge $= 2$ bildet, dessen Drehpunkt im Umfange von b liegt und wobei für den Gleichgewichtszustand in der Entfernung $= 1$ vom Drehpunkte ein Zug $2q$ vertical aufwärts wirken muss.

2) Bezeichnet r den Halbmesser der gleich grossen Räder b und b_1 und hat man ihre Umlaufszahl U pro Minute mit Hülfe eines Zählapparates kl ermittelt, so erhält man (nach Eintritt des Beharrungszustandes) die Grösse U der zu messenden widerstehenden Arbeit aus der Gleichung:

$$\mathfrak{A} = \frac{2 r \pi U}{60} \cdot \frac{W}{2} = \frac{r \pi U}{60} \cdot W.$$

Wegen Reibungen zwischen den zusammengreifenden Zahnrädern und der Zapfen von c in den Lagern dd fällt die Arbeit, welche mittelst vorstehender Formel berechnet wird, etwas zu klein aus. Letzteren Einfluss behandelt ausführlich Weisbach in seiner Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, 4 Aufl., S. 294.

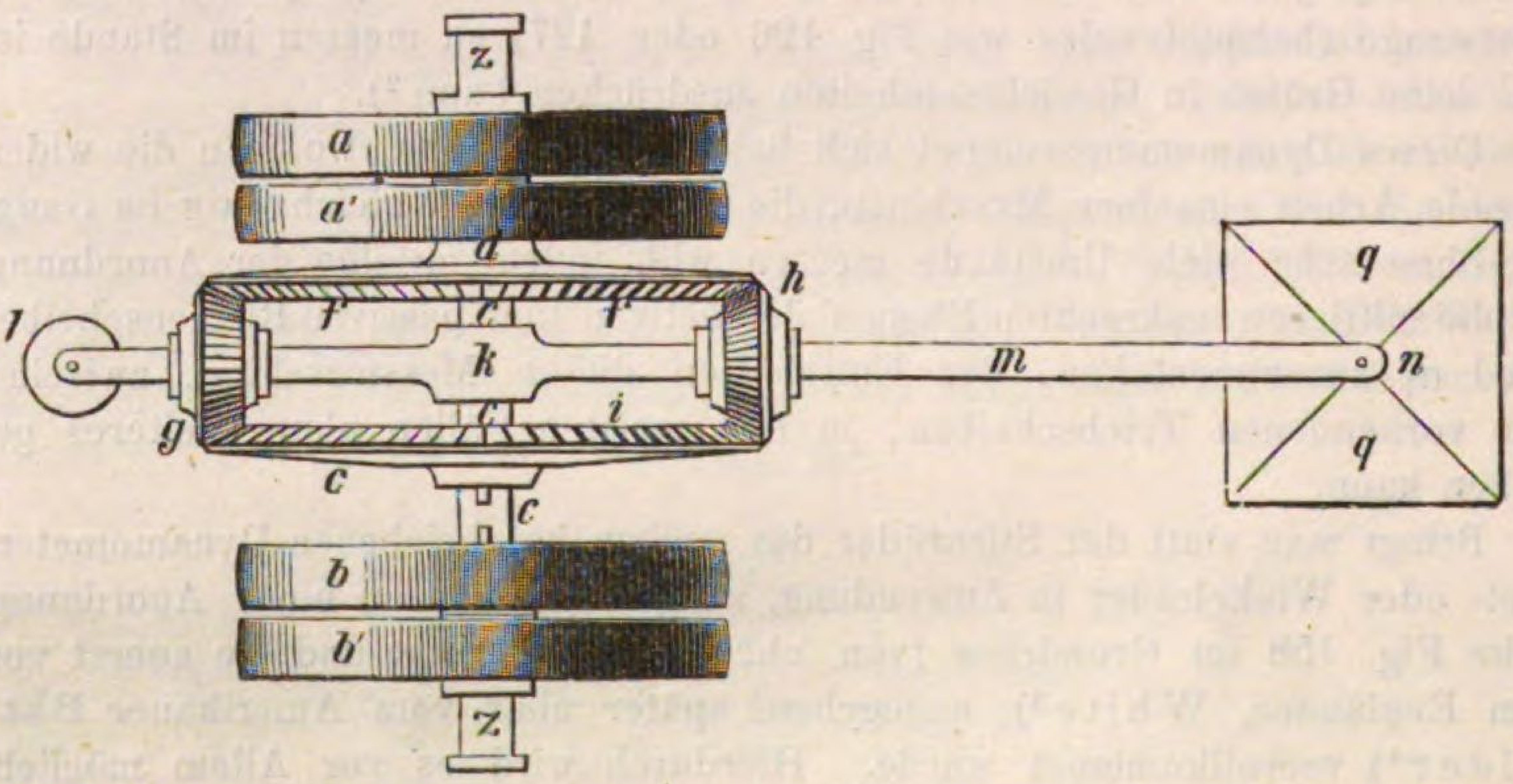
3) Egen, Untersuchungen etc. über Wasserwerke, S. 48, und Bulletin d'encouragement, Année 1828, P. 248.

4) Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, Jahrg. 1843, S. 216. Ueber White-Batchelder's Dynamometer für Ar-

das Dynamometer leicht transportabel und compendiöser zu machen, weil das Anbringen eines Waagbalkens über dem Apparate nicht erforderlich ist. Nachtheilig ist allerdings für viele Fälle der Aufstellung und Anwendung der Umstand, dass die betreffenden Riemenscheiben *a* und *b* nicht in derselben Ebene liegen, wie dies bei dem Dynamometer Fig. 157 der Fall war und bei den folgenden Fig. 159 und 160 ebenfalls ist.

Von den beiden grossen Kegelrädern ist das mit dem Buchstaben *i* bezeichnete auf der Welle *cc* festgekeilt, ebenso die zugehörige Triebscheibe *b*, auf welche von einer Haupttriebwelle aus ein Riemen geführt wird, während

Fig. 158.



b' die correspondirende Leerscheibe ist. Das zweite grosse Kegelrad *f* läuft lose auf der Welle *cc* und ist vermittelst einer Hülse *d* mit der Riemenscheibe *a'* zu einem Ganzen verbunden. Auf letztere wird der Riemen geschlagen, welcher zur Bewegung der Lastmaschine dient, deren widerstehende Arbeit gemessen werden soll. Dass *a* die zu *a'* gehörige Leerscheibe ist, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Von den beiden kleinen Kegelrädern *h* und *g*, welche beide lose auf *lm* sitzen, dient *g* zur Vermehrung eines Gegengewichtes *l*, wodurch man den Schwerpunkt des Hebels *ln* in die Drehachse *cc* zu bringen bemüht ist.

Wird nun das Rad *i* durch den Riemen der Scheibe *b* in Umdrehung versetzt, so drehen sich die mit *i* in Eingriff stehenden kleinen Kegelräder *h* und *g* nicht nur um die eigene Achse *lm*, sondern gleichzeitig auch um die Hauptwelle *cc*, da sowohl das Kegelrad *f*, als auch die mit ihm verbundene Riemenscheibe *a'* von der stillstehenden Lastmaschine aus keine Bewegung erhalten kann. Es bleibt also *f* unbeweglich und die beiden kleinen Räder *h* und *g* rollen auf der Radfläche von *f* wie auf einer festen Unterlage fort. Um letzteres möglich zu machen, ist *lm* bei *k* zu einer cylindrischen Hülse derartig

beitsmaschinen mit Registrirapparaten versehen, handelt ein ausführlicher Aufsatz in Bornemann's Civilingenieur, Bd. 8 (1862), S. 358 unter der Ueberschrift: „Ueber die Dynamometer etc. von Moison, Palier, Noury und Matter." Mit Abbildungen auf Tafel 23 und 24.

erweitert, dass die Welle cc frei durch lm hindurch treten und ebenso lm um cc ungehindert eine Drehung annehmen kann.

Verhindert man jedoch die Bewegung der kleinen Kegelräder g und h um die Hauptachse cc, und zwar dadurch, dass man am Ende n des Hebels lm ein Gewicht W auf die daselbst aufgehangene Schale q setzt, so tragen diese Räder die Umdrehbewegung des Rades i einfach auf das Rad f über und setzen somit die zu messende Lastmaschine (durch den betreffenden, vorher auf a geschobenen Riemen) in Thätigkeit.

Die Grösse der dabei übergetragenen Arbeit, d. i. die widerstehende Arbeit der Lastmaschine, wird sodann gefunden, wenn man das Gewicht W (dessen Grösse so bemessen ist, dass es den Hebelarm kn in horizontaler Lage erhält) mit dem Wege des Aufhängepunktes n multiplicirt, welchen dieser zurücklegen würde, könnte anders eine Drehung des Hebels ln um die Achse cc erfolgen.

Beachtet man hierbei, dass in letzterem Falle der Hebel ln halb so viel Umläufe[1]) in derselben Zeit machen würde, als das Rad i, bezeichnet die Umdrehzahl des letzteren pro Minute mit U und die Armlänge kn mit L, so erhält man für die gesuchte widerstehende Arbeit $\mathfrak{A}$ der Lastmaschine die Gleichung:

$$\mathfrak{A} = \frac{2L\pi \,.\, {}^1\!/_2 U}{60} \,.\, W = \frac{\pi L U}{60} \,.\, W.$$

Die zuletzt besprochenen Dynamometer für sogenannte Lastmaschinen lassen sich auch ohne besondere Schwierigkeiten mit einem Registrirapparate verbinden[2]) und dann auch zum Messen von solchen widerstehenden Arbeiten verwenden, deren Intensitäten sehr veränderlich sind, wie dies beispielsweise bei Walz-, Hammer- und Pochwerken, bei Tuchwalken, Sägemaschinen und vielen anderen der Fall ist.

Dynamometer, welche ausdrücklich zum Messen solcher veränderlich wirkender Drehkräfte angeordnet sind, hat nach unserem Wissen zuerst Coriolis[3]) angegeben, wobei derselbe sogenannte Kegelplanimeter in Anwendung brachte. Später folgte Morin mit seinen Federdynamometern, deren Princip der Hauptsache nach kein anderes ist, als das, worauf die bereits vorher beschriebene dynamometrische Kurbel beruht[4]).

1) Man sehe hierüber betreffende Rechnungen bei dem später folgenden Barett'schen Pferdegöpel. Beiläufig werde hier nur noch bemerkt, dass der ganze Rädermechanismus Fig. 158 gewöhnlich mit dem Namen des „Differenzialgetriebes" bezeichnet und das Dynamometer das Differenzialdynamometer genannt wird. Ausführlich behandelt letzteres Weisbach a. a. O. Bd. 2, S. 296 ff.

2) Ein Beispiel hiervon liefert das Dynamometer von Wiebe, welches dem Batchelder'schen Dynamometer nachgebildet ist. Man sehe deshalb das Polytechnische Centralblatt, Jahrg. 1855, S. 1033.

3) Rapport fait par M. Hachette, au nom du comité des arts mécaniques, sur un nouveau dynamomètre pour mesurer les résistances variables des machines, inventé par M. Coriolis. Bulletin d'encouragement, 28e année (1829), P. 477, Pl. 411.

4) Morin, Appareils dynamométriques. Dynamomètre de rotation, P. 45 etc. Hiernach Weisbach in seiner Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, 4. Aufl., S. 290,

Das vorzüglichste zur Zeit bekannte Dynamometer für Last- oder Arbeitsmaschinen und zwar mit Registrirapparat verbunden, ist das des Professor Hartig in Dresden, welches Fig. 159 (Aufriss) und Fig. 160 (Grundriss) dargestellt ist.

Fig. 159.

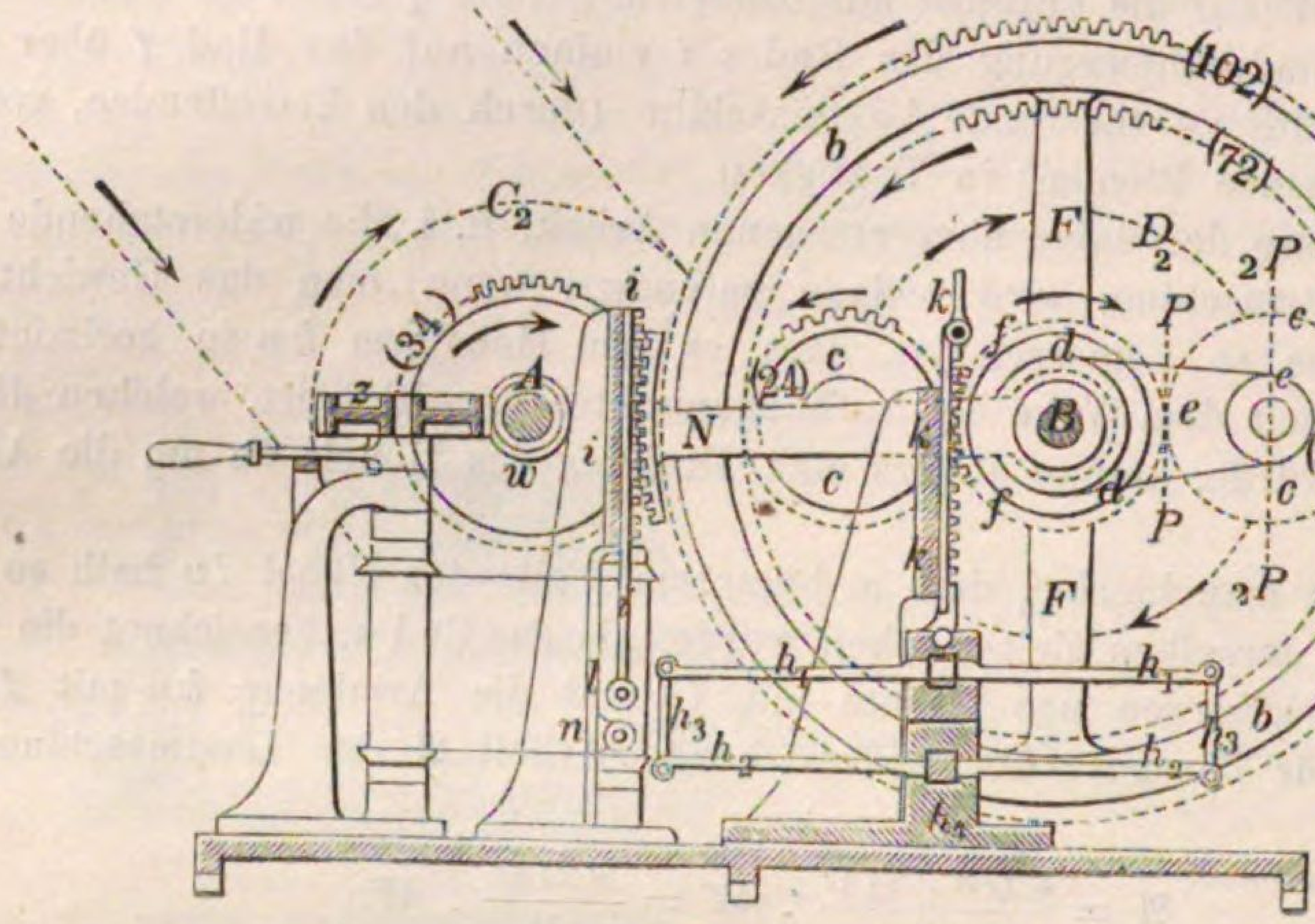
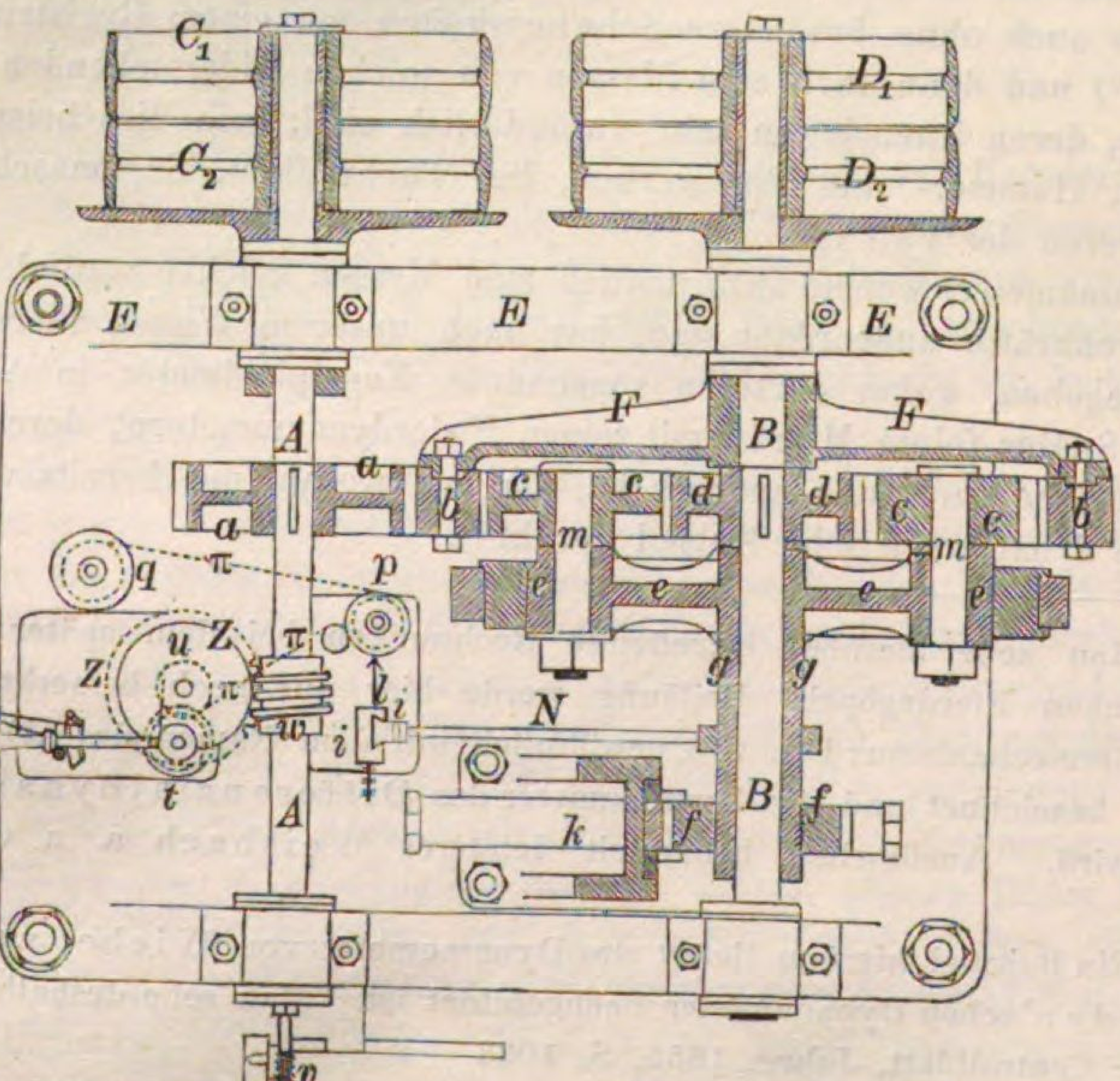


Fig. 160.



Hier sind AA und BB zwei parallele horizontale, in gleicher Höhe gelagere Wellen, wovon man die eine sowohl als die andere als activ oder beziehungsweise passiv annehmen kann. Im Nachfolgenden mag AA als die active Welle

d. h. als die betrachtet werden, welche die Bewegung von dem gangbaren Zeuge empfängt. Auf den über das Maschinengestell EE hinausragenden Wellenden sind je zwei Riemenscheiben $C_1 C_2$ und $D_1 D_2$ aufgeschoben, wovon die dem Gestell EE zugekehrten C_2 und D_2 die festen Scheiben, dagegen C_1 und D_1 die losen sind. Auf der Welle A sitzt ein Zahnrad a von 34 Zähnen, das mit der äusseren Verzahnung eines Zahnkranzes b (102 Zähne) in Eingriff steht. Dieser Zahnkranz ist an das Armkreuz f angeschroben und sitzt mit seiner Nabe lose auf der Welle B, d. h. er kann sich frei um letztere drehen. Die innere Verzahnung (72 Zähne) desselben Kranzes steht mit zwei gleichen Stirnrädern cc (je 24 Zähne) in Eingriff, welche letztere beide wiederum mit den Zähnen eines dritten Rades dd zusammenfassen, welches auf der Welle B festgekeilt ist. Die Wellzapfen mm der beiden Räder cc befinden sich in zwei Armen ee, welche zu einer Hülse gg gehören, die lose die Welle B umschliesst. Auf der nach vorn hin verlängerten Hülse gg ist ein schmiedeeisernes Zahnrad f (200 Millimeter Durchmesser, Zähnezahl 30) befestigt, welches in eine vertical geführte schmiedeeiserne Stange k greift. Das untere Ende der letzteren ist mit einer Plattfeder $h_1 h_1$ verbunden, deren Enden durch Zwischenglieder $h_3 h_3$ mit einer zweiten Feder $h_2 h_2$ von gleicher Gestalt und Grösse verbunden, die aber in ihrer Mitte $h_4 h_4$ an der Bodenplatte des Apparats befestigt ist.

Wird nun von der Welle AA aus durch alle Zwischenräder hindurch eine Bewegung nach einer Arbeitsmaschine fortgepflanzt, welche durch die Riemenscheibe D_2 mit der passiven Welle BB verbunden ist, so werden die Achsen mm der Zwischenräder cc einen gewissen der übertragenen Kraft in jedem Augenblick proportionalen Druck auszuhalten haben, welcher die Hülse g von links nach rechts zu drehen strebt und dieselbe auch wirklich so weit in dieser Richtung drehen wird, bis sich der gedachte Druck mit der Spannung der Plattfedern $h_1 h_2$ ins Gleichgewicht gesetzt hat. Nach den angegebenen in Fig. 159 eingeschriebenen Zähnezahlen lässt sich leicht übersehen, dass, wenn die Achsen mm der Zwischenräder cc festgehalten werden, die Welle B sich gleich schnell und in derselben Richtung umdrehen muss, wie die Welle A, und dass demnach durch die Einschaltung des Apparats zwischen Transmissions- und Arbeits-Maschine in der Bewegung der letzteren nichts geändert wird.

Findet im Beharrungszustande der Bewegung zwischen den Zähnen der gleich grossen Räder cc und dd der Druck P (in Kilogrammen) statt, so erfahren die Achsen mm der Arme ee einen Druck gleich $2P$ [1]), so dass das Drehungsmoment dieses Druckes in Bezug auf die Welle BB dargestellt wird durch $2P.2r = 4Pr$, wenn r den Radius (100 Millimeter) eines der drei gleichen Räder c, d und c bezeichnet. Stellt man ferner die mittlere Spannung der Federn $h_1 h_2$ (in Kilogrammen) durch S dar und bezeichnet den Radius des Zahnstangenrades f (100 Millimeter) mit ϱ, so erhält man für den Beharrungszustand die Gleichung:

1) Bei dem in der Anmerkung 1 zu S. 231 erwähnten Barrett'schen Göpel wird nachgewiesen, dass bei dem Differenzialgetriebe c, c und d die Drehbewegung der Achsen mm um B mit der Hälfte der Peripheriegeschwindigkeit der Räder c, c und d um ihre eigene Achse erfolgt, woraus sich obige Druckangabe folgern lässt.

1) $4\,Pr = S\varrho$.

Bezeichnet man weiter mit A die secundliche Arbeit des Druckes P und mit U die Umdrehzahl der Wellen A und B pro Minute, so erhält man:

$$2)\quad \mathfrak{A} = P\frac{2\,r\pi\,.\,U}{60}\ \text{Meterkilogramm,}$$

sobald r in Metern ausgedrückt wird.

Aus der Verbindung von (1) und (2):

$$3)\quad \mathfrak{A} = \frac{S}{2}\,.\,\varrho\,\frac{\pi U}{60}.$$

Hierbei wurde von denjenigen Arbeitsverlusten abgesehen, welche der aus dem Widerstande der Arbeitsmaschine hervorgehenden Zunahme der Reibung im Dynamometer entspricht. Hartig [1]) fand, dass bei der von ihm zu Versuchen bestimmten Maschine die gedachten Widerstände dann berücksichtigt wurden, wenn der rechte Theil der Gleichung (3) mit 0,893 multiplicirt wurde. Hiernach erhält man die corrigirte Formel:

$$\mathfrak{A} = 0{,}893\,.\,\frac{S}{2}\,.\,\frac{\varrho\pi U}{60} = 0{,}02336\,.\,S\,.\,\varrho\,U\ \text{Meterkilogramm.}$$

Um die verhältnissmässig geringen Ausdehnungsgrössen (Durchbiegungen) der beiden Plattfedern $h_1\,h_2$ entsprechend zu vergrössern, hat man auf die Hülse gg, welche die Welle BB umgiebt, einen langen Arm N befestigt, der an seinem freien Ende einen Zahnsector trägt, welcher in eine vertical geführte Zahnstange ii greift. Letztere trägt an ihrem unteren Ende einen Schreibstift l, der durch eine Schraubenfeder fortwährend gegen eine Papierfläche π gedrückt wird und auf dieser die Bewegungen der Plattfedern (in vierfacher Vergrösserung) aufzeichnet. Ein zweiter feststehender Stift n (Fig. 159) beschreibt auf dem horizontal fortschreitenden Papierstreifen eine gerade Linie, welche bei der Ausmessung der erhaltenen Diagramme als Basis zu dienen hat. Der erwähnte Papierstreifen π wickelt sich von einer Vorrathswalze q (Fig. 160) ab, wird um die Schreibwalze p geführt und von Abzugswalzen $u\,t$ entfernt. Letztere erhalten von der Welle A aus durch Schraube w und Zahnrad z eine continuirliche Drehbewegung, wodurch der Abzug des Papieres gleichmässig erfolgt. Mittelst eines eigenthümlichen Tourenzählers, welcher in Fig. 160 durch den Buchstaben v markirt ist, werden die pro Minute gemachten Wellenumläufe registrirt [2]).

1) Versuche über den Kraftbedarf der Maschinen in der Flachs- und Werg- (Heede-) Spinnerei. Leipzig 1869, S. 5 ff.

2) Ausführlichere Beschreibungen und Abbildungen des Hartig'schen Arbeitsdynamometers neuester Construction finden sich in folgenden beiden Quellen: Grothe, Allgem. deutsche polytechn. Zeitung. II. Jahrg. (1874), S. 50 und 65. Engineering vom 8. Mai 1874, P. 326.

III. Dynamometer mit indirecter Messung [1]).

§. 48.

Alle zur Zeit bekannten, wirklich brauchbaren Dynamometer dieser Gattung kommen ausschliesslich bei Drehbewegungen in Anwendung und beruhen bei einigermaassen grösseren Kräften sämmtlich auf dem Principe, die auf eine Welle von einem Motore übergetragene mechanische Arbeit durch Reibung zu consumiren und diese Reibung zu messen [2]).

Die erforderliche Reibung wird dadurch erzeugt, dass man auf die Welle eine gehörig rund laufende Scheibe oder Trommel befestigt, deren Umfang concentrisch abdreht und gegen letzteren

1) Prony, Note sur un moyen de mesurer l'effet dynamique des machines de rotation. Ann. de physique et de chimie, Tom. 19 (1821), P. 165, und Ann. des mines, Tom. 8 (1823), P. 189. — Egen a. a. O. S. 51. — Poncelet, Cours de mécanique appliquée aux machines, Sect. VII, P. 97. — Morin, Expériences sur les roues hydrauliques à axe horizontale, Paris 1836, P. 5 etc. — Hülsse, Maschinenencyklopädie, Artikel „Bremsdynamometer", und daraus Zeuner's Civil-Ingenieur, Bd. 2, S. 175. — Weisbach, Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, 4. Aufl., S. 306. — Lowell, Hydraulic Experiments etc. by James Francis, Boston 1855.

2) Allerdings macht hiervon zunächst die allerälteste dynamometrische Methode eine Ausnahme, welche darin besteht, dass man einer geeigneten Stelle der arbeitenden Welle die möglichst genaue Cylinderform giebt und durch letztere eine Schnur aufwickeln lässt, die, über eine Rolle geführt, am äussersten Ende ein Gewicht trägt, welches durch die Aufwindung in die Höhe gezogen wird. Indessen eignet sich dieselbe fast nur zu Versuchen in ganz kleinem Maassstabe, da vor Allem eine bedeutende Höhe erforderlich ist, um vorher die Umdrehung gleichförmig werden zu lassen. In neuerer Zeit hat Weisbach bei Versuchen mit einem Reactions-Wasserradmodelle von diesem Verfahren mit Erfolg Gebrauch gemacht. Diese auch sonst werthvolle Arbeit Weisbach's führt den Titel: „Versuche über die Leistung eines Reactionrades", Freiberg 1851. — Eine fernere Ausnahme macht Hirn's „Pandynamometer" (vom griechischen Worte Pandynamos, πανδύναμος, allvermögend), wobei zum Messen der bewegenden Arbeit der Verdrehungs-(Torsion's-)Winkel benutzt wird, um welchen die Haupttransmissionswelle, während Uebertragung der Arbeit des Motors, verdreht wird. Idee und Ausführung dieses Dynamometers sind als höchst sinnreich zu bezeichnen. In der praktischen Anwendung lässt derselbe jedoch zu wünschen übrig. Man sehe hierüber Dr. Pisko im III. Hefte des österreichischen officiellen Ausstellungsberichtes über die Pariser Weltausstellung von 1867, S. 99. Ausführlicher und mit Abbildungen begleitet handelt über Hirn's Pandynamometer Dr. Teirich in der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins, Jahrgang 1868, S. 107. Eine Vereinfachung desselben wird vorgeschlagen in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XIII (1869), S. 261.

eben so ausgedrehte Holzbacken presst (bremst), oder einen Theil ihres Umfanges mit einem gehörig biegsamen Bande aus Eisenblech oder anderem entsprechenden Materiale umspannt und an beiden freien Enden gehörige Zugkräfte anbringt. Hierdurch erklärt sich zugleich, weshalb man diese Instrumente gewöhnlich mit dem Namen „Bremsdynamometer" bezeichnet.

Bemerkt zu werden verdient wohl noch, dass sich diese Bremsdynamometer vorzugsweise zum Messen der mechanischen Arbeiten eignen, welche Trieb-, Bewegungs- oder Vordermaschinen aufgenommen haben, beispielsweise Wasserräder, Dampfmaschinen und Windräder, nicht aber so gut für Last- oder Arbeitsmaschinen, weil bei letzteren die Zwischenmaschinen (Transmissionen) besonders ermittelt werden müssen, was, abgesehen von schwierigen und zeitraubenden Versuchen, zuweilen durch örtliche Verhältnisse zum Theil oder ganz unmöglich gemacht wird.

Die erste Anwendung für ernste Zwecke (im gehörig grossen Maassstabe) von einem Bremsdynamometer oder, wie ihn Prony taufte, von einem Zaume (dynamomètre à frein) scheint fast unzweifelhaft der berühmte französische Ingenieur Prony gemacht zu haben und zwar im Jahre 1821 bei der Untersuchung der Dampfmaschine zu Gros-Caillou bei Paris, welche das Seinewasser für die Pariser Wasserleitungen hebt[1]). Dieser Anwendung folgten bald viele andere, welche zugleich Veranlassung zu mehr oder weniger bedeutsamen Verbesserungen des ursprünglichen Prony'schen Zaumes wurden, wobei die Namen Poncelet, Egen, Morin, Francis u. A. genannt zu werden verdienen und worauf wir im Nachstehenden entsprechend zurückkommen werden.

Fig. 161 zeigt einen nach Prony angeordneten Bremsdynamometer der einfachsten Art, wie solchen die polytechnische Schule in Hannover besitzt, der sich zugleich bei mehrfachen Versuchen (mit Wasserrädern und Dampfmaschinen) hinsichtlich Dimensionen und sonstiger Brauchbarkeit recht gut bewährte.

Die Längenansicht des Dynamometers ist dabei mit A, die Ansicht von oben (Grundriss) mit B bezeichnet.

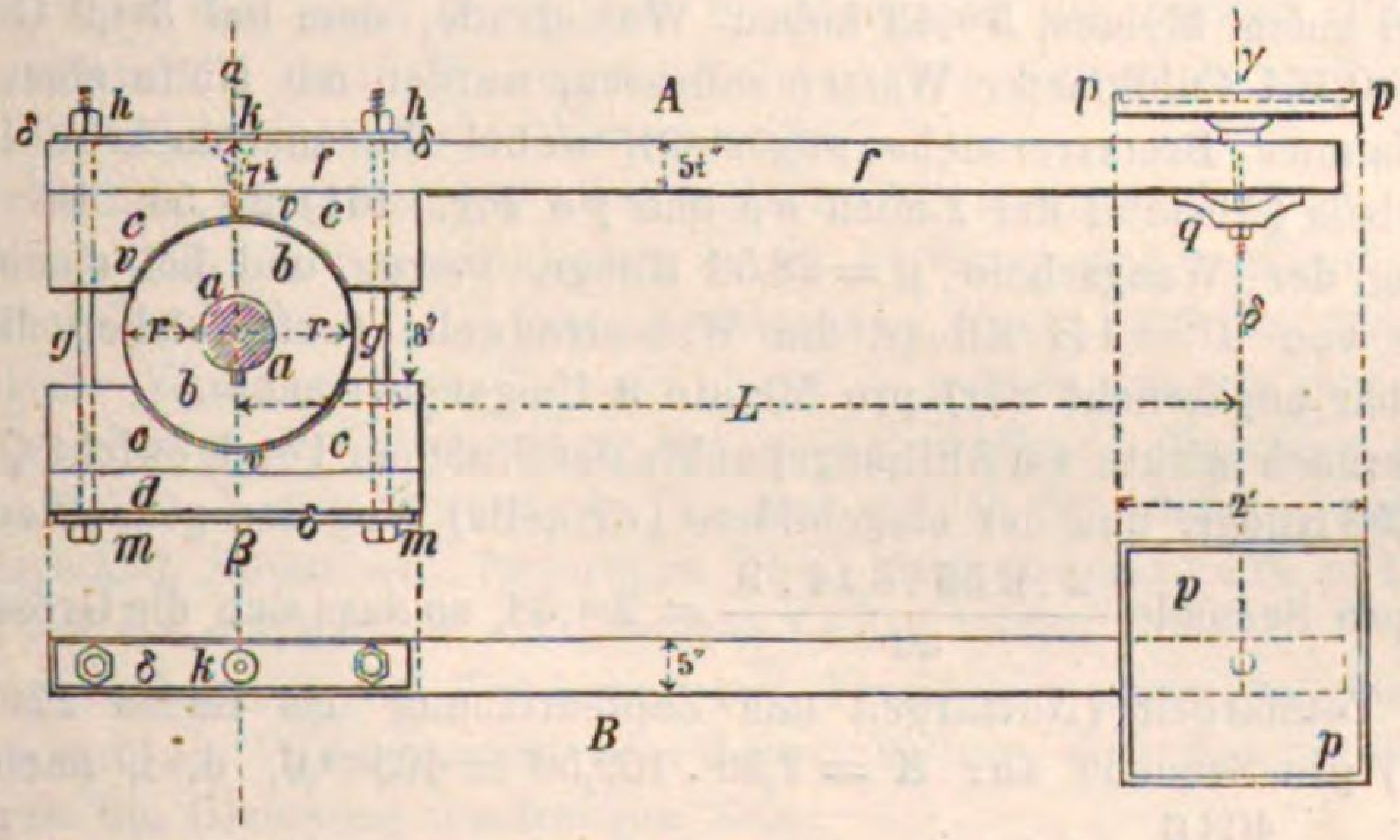
Auf der Welle a der Betriebsmaschine, deren mechanische Arbeit gemessen werden soll und deren Umdrehung von rechts nach links vorausgesetzt ist, wird eine kreisförmige, am äusseren Umfange gut abgedrehte hölzerne oder gusseiserne, gehörig rund laufende Scheibe b befestigt, welche von zwei hölzernen Backen oder Sätteln cc umfasst wird. Die concentrischen Berührungsflächen vv dieser Sättel sind aus gegossenem Messing, ähnlich wie Lagerschalen, hergestellt und mit entsprechenden Schmiernuthen zur zweckmässigen Vertheilung von Oel versehen, was oben von k aus zugeführt werden kann.

1) Man sehe deshalb die vorher angegebene Quelle in den Ann. des mines, Tom. 8 (1823), P. 189.

Ueber den oberen Bremsbacken wird endlich ein gehörig starker Hebel *f* gelegt und dieser mit beiden Backen *c* durch Schraubenbolzen *g m* derartig vereinigt, dass die Betriebswelle *a* zwischen diese Backen geklemmt und durch gehöriges Anziehen der Muttern *h* die erforderliche Reibung am Wellumfange hervorgerufen wird.

Besonders aufgelegte Flacheisenschienen *δ* verhindern das Eindringen in das Holz, sowohl der Köpfe *m*, als auch der Schraubenmuttern *h*. Nahe dem

Fig. 161.



Ende des Hebels *f* ist mittelst Knagge und Schraube *q* eine Schale *p* (ohne Schnüre oder Ketten) angebracht, um entsprechend Gewichte aufsetzen zu können.

Die Wirksamkeit dieses Bremsdynamometers erklärt sich am besten, wenn man von den beiden Extremen ausgeht, dass die Schraubenbolzen *ghm* entweder zu viel oder zu wenig angezogen sind, als es die Anwendbarkeit des Apparates erfordert.

Sind diese Schrauben zu stark, d. h. derartig angezogen, dass gleichsam Welle *a* und Bremsbacken *c* ein zusammengehöriges Ganzes bilden, so wird der Bremshebel *f* mit im Kreise herumgeführt, gleichsam als wäre er der Arm eines mit seiner Nabe *b* auf der Welle *a* festgekeilten Rades.

Wenn dagegen die Schrauben *ghm* viel zu wenig angezogen sind, um Reibung von erforderlicher Grösse zwischen den Berührungsflächen von *b* und *c* zu erzeugen, so wird die Umdrehung der Welle *a* höchst wenig oder gar nicht gestört und der Hebel *f* mit Zubehör sinkt auf der rechten Seite (von Fig. 161) so weit herab, als er kann.

Zieht man aber (als dritten Fall) die Schrauben *ghm* derartig an und belastet die Schale *pp* in solcher Weise mit Gewichten *Q*, dass bei der Umdrehung weder ein Mitnehmen der Backen *c* und des Hebels *f*, noch ein Herabsinken des letzteren nach rechts erfolgt, vielmehr der Hebel *f* möglichst die horizontale Lage beibehält, so kann dieser Zustand kein anderer als der sein, wo das Gewicht *Q* die Grösse der zwischen *b* und *c* erzeugten Reibung, also auch die Kraft der Welle misst. Dabei ist zu beachten, dass *Q* aus der Summe zweier verschiedener Gewichte *P* und *p* zusammengesetzt gedacht werden muss, wovon *P* die Grösse der auf die Schale *pp* gestellten Gewichte und *p* die in

Gewichten ausgedrückte Kraft bezeichnet, welche den Apparat in horizontaler Lage zu erhalten im Stande ist, wenn er in der Richtung der Linie $\alpha\beta$ nur durch eine Schneide unterstützt wird.

Multiplicirt man sodann das Gewicht $P+p=Q$ mit dem Wege, welchen der Aufhängepunkt γ in der Minute oder Secunde beschreiben würde, wenn sich der ganze Apparat mit der Welle a als ein Ganzes drehte, so erhält man die Grösse der von der Welle a aufgenommenen mechanischen Arbeit für die bemerkte Zeit [1]).

Letzteres Rechnungsverfahren werde durch folgendes Beispiel erläutert:

Bei einem kleinen, $3^m,43$ hohen Wasserrade, dem bei $3^m,9$ Gefälle pro Secunde 0,164 Cubikmeter Wasser zuflossen, wurden mit Hülfe eines **Prony**-schen Zaumes Bremsversuche angestellt, wobei die mechanische Länge des Bremshebels (Abstand der Linien $\alpha\beta$ und $\gamma\delta$ Fig. 161) $2^m,53$, die constante Belastung der Waagschale $p=28,58$ Kilogr. betrug und bei einem Zulagegewichte von $P=141$ Kilogr. die Wasserradwelle (auf welcher die Bremse unmittelbar angebracht war) pro Minute 9 Umgänge machte.

Hiernach wirkte am Aufhängepunkte der Scala ein Totalgewicht $Q=P+p$ von 169,58 Kilogr. und der eingebildete (virtuelle) Weg des gedachten Punktes betrug pro Secunde $\frac{2\,.\,2{,}53\,.\,3{,}14\,.\,9}{60}=2^m,38$, so dass sich die Grösse der gesuchten Totalarbeit (Nutzarbeit und Zapfenreibung des Rades zusammengenommen) pro Secunde zu: $\mathfrak{A}=2{,}38\,.\,169{,}58=403^{mk},6$, d. i. nach S. 213, Zusatz 3, zu $\frac{403{,}6}{75}=5{,}38$ Maschinenpferden herausstellte.

Zusatz. Wir benutzen vorstehende Berechnung der mechanischen Arbeit, welche fliessendes Wasser auf ein verticales Wellenrad überträgt, um die Begriffe „Wirkungsgrad", „Güteverhältniss" und „Nutzeffect" zu erklären, die im Gebiete des Maschinenwesens häufig gebraucht werden.

Ein ganz vollkommenes Wasserrad müsste alle mechanische Arbeit, welche demselben durch das fliessende Wasser bei gegebenem Gefälle zugeführt wird, in sich aufnehmen und auf die Hauptwelle übertragen, im vor-

1) Nachstehende Ableitung einer betreffenden Formel lässt die Richtigkeit des oben angegebenen Rechnungsweges noch mehr hervortreten.

Es bezeichne K die Grösse der im Umfange der Bremsscheibe b vom Halbmesser r hervorgerufenen Reibung, ferner L die Länge des horizontalen Hebelarmes, von der Linie $\alpha\beta$ bis zu der $\gamma\delta$ (Fig. 161) gerechnet, so hat man für den Beharrungszustand: $Kr=(P+p)\,L$, also:

$$1) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad K=\frac{L}{r}(P+p).$$

Macht während des Bremsens die Welle a pro Minute U Umläufe, so beträgt die von der Reibung consumirte Arbeit $\mathfrak{A}$:

$$\mathfrak{A}=\frac{2r\pi U}{60}K, \text{ d. i. wegen 1):}$$

$$\mathfrak{A}=\frac{2L\pi U}{60}Q, \text{ was zu beweisen war.}$$

stehenden Zahlenbeispiele also (nach §. 45): 1000 . 0,164 . 3,9 = 639^{mk},6, oder die Arbeit von $\frac{639,6}{75} = 8,52$ Maschinenpferden.

Ein derartiges Wasserrad existirt aber in der ganzen Welt nicht, weil, wie vortrefflich dasselbe, sowie der Wasserzulauf, auch construirt sein mag, immerhin noch Zapfenreibung und Luftwiderstand zu überwinden bleibt, nicht zu gedenken, dass das Wasser nicht die ganze Radhöhe durchsinken kann, sondern früher ausgiesst, geringe Stösse beim Eintritte des Wassers in das Rad unvermeidlich sind u. dergl. m.

Es wird dies auch durch den Bremsversuch des vorigen Beispiels bestätigt, indem die ermittelte mechanische Arbeit sich nicht zu 8,52, sondern nur zu 5,38 Maschinenpferden herausstellte.

Aehnliches lässt sich bei allen anderen Maschinen nachweisen, welche zur Verrichtung nützlicher mechanischer Arbeit bestimmt sind. Allgemein ist man daher übereingekommen, die einer bewegenden Kraft natürlich innewohnende mechanische Wirkung ihre Totalarbeit zu nennen, so wie den Theil derselben, welcher nach Uebertragung auf eine betreffende Maschine noch übrig bleibt, mit dem Namen Nutzarbeit, und endlich den dabei durch Reibung, Luftwiderstand, Stösse etc. verlorenen Theil als Nebenarbeit zu bezeichnen, so dass erstere die Summe aus letzteren beiden bildet.

Das Verhältniss der Nutzarbeit zur Totalarbeit einer Maschine ist nun das, was man als Wirkungsgrad oder Güteverhältniss derselben bezeichnet, was sich durch die Gleichung ausdrücken lässt:

$$\text{Wirkungsgrad} = \text{Güteverhältniss} = \frac{\text{Nutzarbeit}}{\text{Totalarbeit}}.$$

Im vorstehenden Beispiele beträgt also das Güteverhältniss des Wasserrades, wenn es hier und in der Folge mit g bezeichnet wird:

$$g = \frac{538}{852} = 0,63.$$

Hiernach ist offenbar eine Maschine um so mechanisch vollkommener, um so besser angeordnet und ausgeführt zu nennen, je grösser der Wirkungsgrad oder das Güteverhältniss derselben ist.

Statt des echten Bruches, wodurch das Güteverhältniss stets ausgedrückt wird, schreibt man oft auch dessen Zähler als Theil von Hundert an, d. h. drückt das gedachte Verhältniss in Procenten aus und nennt diese Procente den Nutzeffect der betreffenden Maschine. In unserem Beispiele zeigte also das Wasserrad einen Nutzeffect von 63 Procenten.

Hieraus erhellt zugleich, dass der Nutzeffect einer Maschine niemals 100 Procent betragen kann und wie widersinnig es ist, wenn die Leistungen gewisser Maschinen zuweilen zu 120, 150 und noch mehr Procenten angegeben werden!

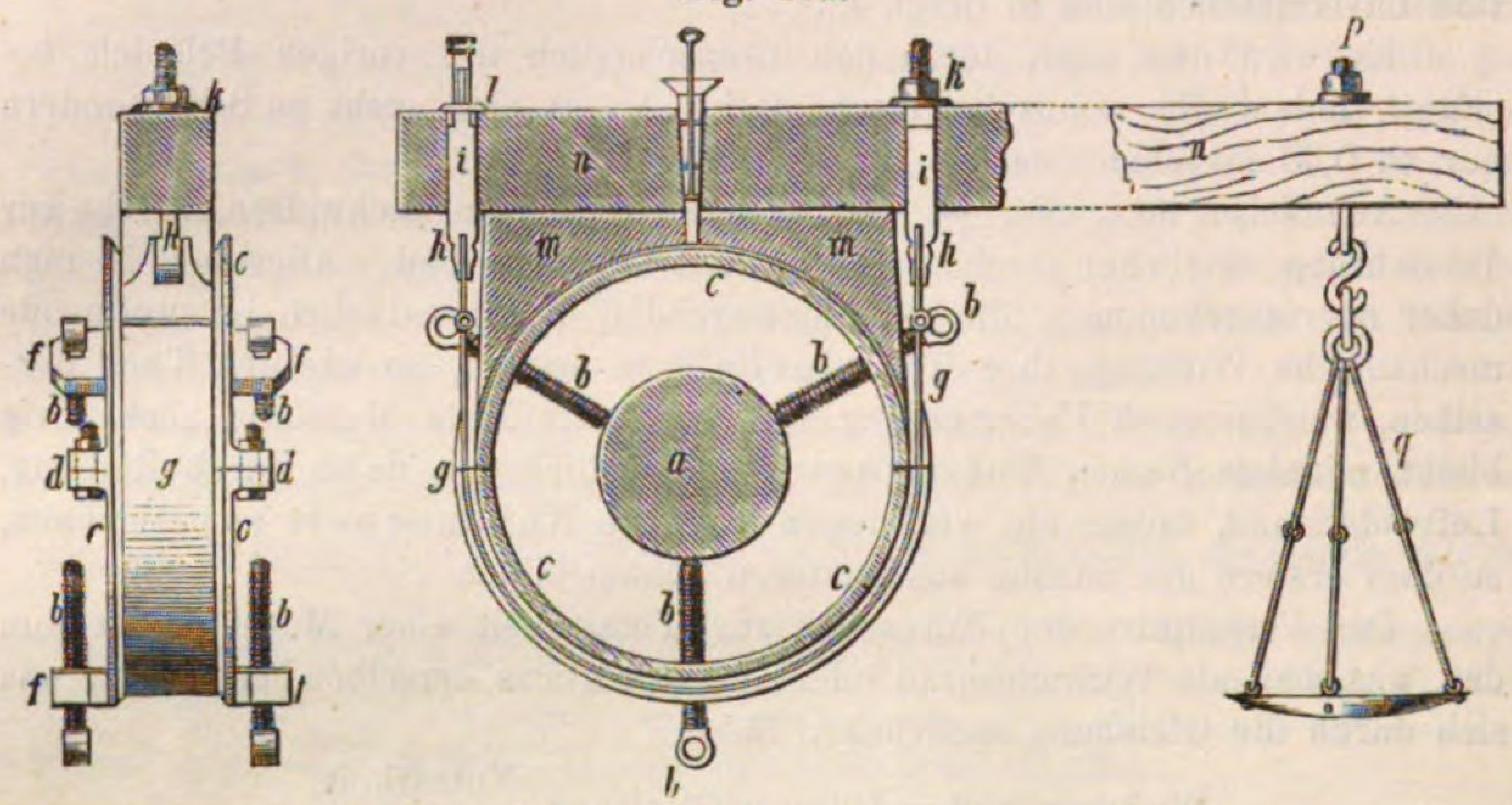
§. 49.

Einen Bremsdynamometer mit sogenannter Universal-Bremsscheibe [1]), welcher für Wellen von sehr verschiedenen Durchmessern gebraucht werden kann

1) Damit der Druck am Umfange des Bremsringes zur Erzeugung der erforderlichen Reibung nicht zu gross und die Spannung in den Schraubenbolzen nicht

und der auch mechanisch vollkommener angeordnet ist, wie der vorher beschriebene (Fig. 161), zeigt in Aufriss und Seitenansicht, und zwar in $\frac{1}{25}$ natürlicher Grösse gezeichnet Fig. 162. Es wurde dieser Dynamometer bereits 1828 von dem Director Egen (damals in Elberfeld) angegeben [1]) und seine Brauchbarkeit (für Wellen von $0^m,3$ bis $0^m,7$ Durchmesser) vielfach an verschiedenen Maschinen mit nicht zu geringen Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 30 Pferdekräften erprobt.

Fig. 162.



Die Bremsscheibe des Egen'schen Dynamometers wird von einem gusseisernen Ringe *c* mit hohen Rändern gebildet, die eine genau und platt abgedrehte kreisrunde Bahn einschliessen. Die gedachten Räder sollen dazu dienen, dem Ringe *c* die nöthige Stärke bei möglichst geringem Gewichte zu geben. Uebrigens besteht der Ring aus zwei Hälften, die durch vier Schrauben *d* verbunden und dabei vor Verschiebungen möglichst gesichert sind. An jeder Seite trägt der Ring drei Ansätze *f*, die genau gleich weit und zwar um 120 Grad von einander abstehen und mit Muttern zur Aufnahme von sechs Stellschrauben *b* versehen sind, deren conische Spitzen sich derartig leicht so in die betreffende Betriebswelle *a* eindrücken lassen, dass jedes Fortgleiten verhütet

zu bedeutend wird, der Apparat überhaupt leicht bedient werden kann, darf der Durchmesser des Bremsringes der Bremsscheibe *cc* (Fig. 161) nicht zu klein sein. Poncelet schlägt daher (Mécanique appliquée aux machines, Sect. VII, §. 125) vor, nicht geringere Durchmesser als folgende zu wählen:

$0^m,16$ Durchmesser bei 20 bis 30 Wellenumgängen pro Minute und bei einer Leistung von 6 bis 8 Maschinenpferden,

$0^m,30$ bis $0^m,40$ Durchmesser bei 15 bis 30 Wellenumgängen pro Minute und bei einer Leistung von 15 bis 20 Maschinenpferden,

$0^m,65$ bis $0^m,80$ Durchmesser bei 15 bis 30 Wellenumgängen pro Minute und bei einer Leistung von 40 bis 60 Maschinenpferden.

1) Egen, Untersuchungen einiger Wasserwerke, Berlin 1831, S. 56, Taf. VI.

wird. Ist *a* eine eiserne Welle, so ist zu rathen, vor dem Auflegen des Apparates Holzumfassungen anzubringen, in welche die Stellschrauben *b* eingreifen können.

Oberwärts wird der Bremsring von einem mit Glockenmetall ausgefütterten Eichenholzsattel *m* umfasst, während der untere Sattel durch ein Eisenblechband *g* ersetzt wird, an dessen Enden *h* starke Schienen *i* genietet sind, die durch den Hebelbalken *n* hindurch treten. Zur entsprechenden Spannung des Bandes *g* ist der einen Seite von *i* auf der Oberfläche des Bremsbalkens, ein Keil *l* mit Unterlagsscheibe, an der anderen Seite eine Schraube mit sechs- oder achteckiger Mutter *k*, ebenfalls mit passender Unterlagsscheibe, angebracht.

Der Sattel *m* ist in der Mitte durchbohrt, um durch eine correspondirende conische Oeffnung im Balken *n* Oel ein- und zwischen die sich reibenden Flächen bringen zu können. Durch die Achse der trichterförmigen Oelöffnung ist ein Messingstäbchen gesteckt, wodurch die Ausflussöffnung beliebig verengt und erweitert werden kann.

Wir wenden uns nunmehr zu einigen Vorsichtsmaassregeln und anderen Bemerkungen, welche beim Gebrauche der vorgeschriebenen Bremsdynamometer nicht ausser Acht gelassen werden dürfen. Zuerst ist es rathsam, das Ende der Bremshebel nahe der Stelle *pq*, wo die Gewichtsschalen aufgehangen sind, derartig mit gehörig starken Seilen zu umspannen, dass Unglücksfällen vorgebeugt und doch am Hebel Spielraum zu unvermeidlichen Schwingungen gelassen werden kann. Aus letzteren Gründen verlängert man wohl ausserdem den Hebel *n* (wie schon Prony vorschlug) nach links, macht ihn doppelarmig, gleicharmig und bringt daselbst am äussersten Ende eine Zugstange mit einer Scheibe oder einer Art von Kolben an, den man in ein entsprechendes Wassergefäss tauchen lässt, wodurch die eintretenden Schwingungen des Hebels noch mehr verringert werden. (Man sehe hierzu die in der folgenden Fig. 163 dargestellte ähnliche Anordnung.)

Von Zeit zu Zeit kann man das Instrument durch nasse Tücher abkühlen lassen, wobei man nur verhüten muss, dass das Oel zwischen den Reibungsflächen nicht mit Wasser vermischt wird, weil dadurch meist starke, dröhnende Zitterungen entstehen, die leicht gefährlich werden können.

Bei Versuchen mit der Fig. 161 abgebildeten Bremse wurden die Arbeiten niemals durch erhebliche Störungen unterbrochen, wenn man Oel gar nicht in Anwendung brachte und dafür einen continuirlichen Strom von Seifenwasser zwischen die sich reibenden Flächen treten liess.

Recht vortheilhaft für überall gleiche Berührung des Bremsringes ist es, das Blechband *g* des Egen'schen Dynamometers aus mehreren Theilen wie eine Gliederkette zusammenzusetzen und die Verbindung der einzelnen Glieder durch Scharnire zu bewirken, wie dies Morin[1]) bei dem von ihm benutzten Dynamometer ausführen liess. Auf diese Morin'schen Bremsversuche ist besonders noch deshalb für solche Fälle zu verweisen, wo man die Betriebsmaschine, deren Arbeitsquantum gemessen werden soll, von dem sogenannten gangbaren Zeuge (der Transmission) nicht isoliren (nicht ausrücken) kann, also

1) Expériences sur les roues hydrauliques, §. 12.

auf diese besonderen Widerstände (Zapfen-, Radzahnreibung etc.) Rücksicht nehmen muss.

Von den mancherlei Vorschlägen, die bis jetzt gemacht und mehr oder weniger in Ausführung gebracht wurden, das Egen'sche Bremsdynamometer zu verbessern, verdienen namentlich die des Generals Poncelet angeführt zu werden [1]).

So rieth derselbe, das Ende des Bremshebels mit einer Federwaage, diese wieder mit einem Registrirapparate zu verbinden und aus den dabei aufgezeichneten Linien die Grösse der zu messenden mechanischen Arbeit zu bestimmen. Später (1837) schlug Poncelet ein sogenanntes selbstregulirendes Bremsdynamometer vor [2]), wobei eine höchst sinnreiche mechanische Combination von Schrauben, Kegelrädern und Schnurläufen, ein Anziehen oder Lösen des Bremsbandes bewirkte, je nachdem dies eintretende Schwankungen oder Veränderungen in der horizontalen Lage des Hebels wünschenswerth machten.

Leider wird durch derartige und ähnliche Abänderungen der Apparat complicirt, schwerer regierbar und kostspieliger, so dass wir, mit unseren eigenen Erfahrungen übereinstimmend, dem Urtheile Violett's [3]) beipflichten, das Prony'sche Bremsdynamometer in seiner ursprünglichen Einfachheit (wo möglich mit doppelarmigem Hebel, wenn Platz vorhanden ist) anzuwenden. Violett behauptet dabei, dass das Instrument Fehler von höchstens $1^1/_2$ Procent des ermittelten Werthes in sich schliesst, sobald die auftretenden Schwingungen nicht 27 Grad überschreiten.

Beachtenswerth dürften die in jüngster Zeit von Theis und Wirsin getroffenen Abänderungen des ursprünglichen (einfachen) Prony'schen Bremsdynamometers sein. Erstere presst eine grosse Anzahl Holzklötze von oben und unten an die Bremsscheibe und trifft eine solche Anordnung, dass das Anpressen der Klötze keine beträchtliche Kraft Seitens des mit der Ueberwachung des Zaumes beauftragten Arbeiters bedarf. (Ausführlich besprochen und mit Abbildungen begleitet in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XIII, (1869), S. 647.)

Wirsin schaltet zwischen Bremsbacken und Bremshebel eine Anzahl (gewöhnlich vier) Schrauben- (Helicoidal-) oder Belly-Stahlfedern ein und berichtet nach selbst gemachten Erfahrungen, dass hierdurch die zu grossen Schwankungen des Hebels und die oft bedeutenden Veränderungen der Holztheile an den reibenden Stellen wesentlich vermindert werden. Recht zweckmässig sind Wirsin's Anordnungen, um vom Hebelende aus das Anziehen des um die Bremsscheibe gelegten Eisenbandes zu veranlassen, was zugleich den unteren Bremsbalken überflüssig macht. (Weiteres hierüber in Kick's „Technischen Blättern" IV. Jahrg., Prag 1872, S. 109 mit Abbildungen auf Tafel IX.)

1) Cours de mécanique appliquée aux machines, Sect. VII, §. 124. Hiernach auch Hülsse's Maschinen-Encyklopädie, Bd. 2, S. 566.

2) Comptes rendus, 1837, P. 678 bis 688; ferner Garnier, Sur les différentes modifications qui ont été apportées au frein dynamométrique, Ann. des mines, troisième série, Tom. 12, 1837, P. 247; endlich auch: Polytechnisches Centralblatt, 1837, S. 881 und Hülsse's Maschinen-Encyklopädie, a. a. O. S. 568.

3) Notice sur l'exactitude et l'usage du frein dynamométrique, Paris 1839. Daraus Maschinen-Encyklopädie, a. a. O. S. 588 und Polytechnisches Centralblatt, 1840, S. 107.

§. 50.

Will man mit Hülfe des Bremsdynamometers die mechanische Arbeit ermitteln, welche vertical stehende Wellen übertragen, so kann man an dem freien Hebelende eine Schnur befestigen, diese über eine feste Rolle leiten und am betreffenden Ende Gewichte anbringen [1]), oder man hängt den Hebel an einer Schnur auf, die hoch über demselben befestigt ist, und setzt das Hebelende mit einer horizontal liegenden Federwaage in Verbindung, oder endlich, was in den meisten Fällen das Beste ist, man schaltet zwischen dem Bremshebel und der Gewichtsschale einen Winkelhebel von der Anordnung ein, wie Fig. 163 im Aufrisse und Fig. 164 im Grundrisse erkennen lässt.

Fig. 163.

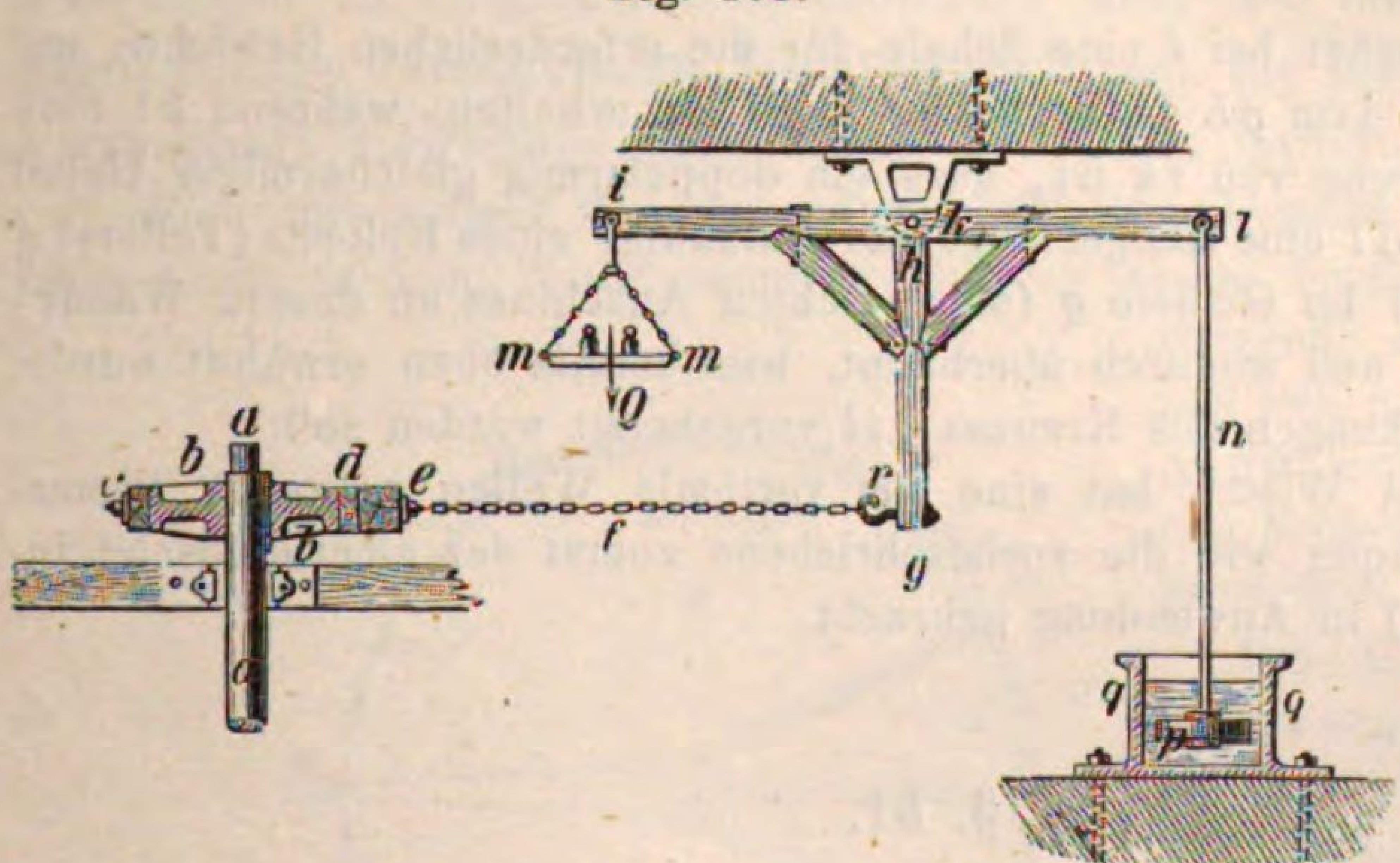
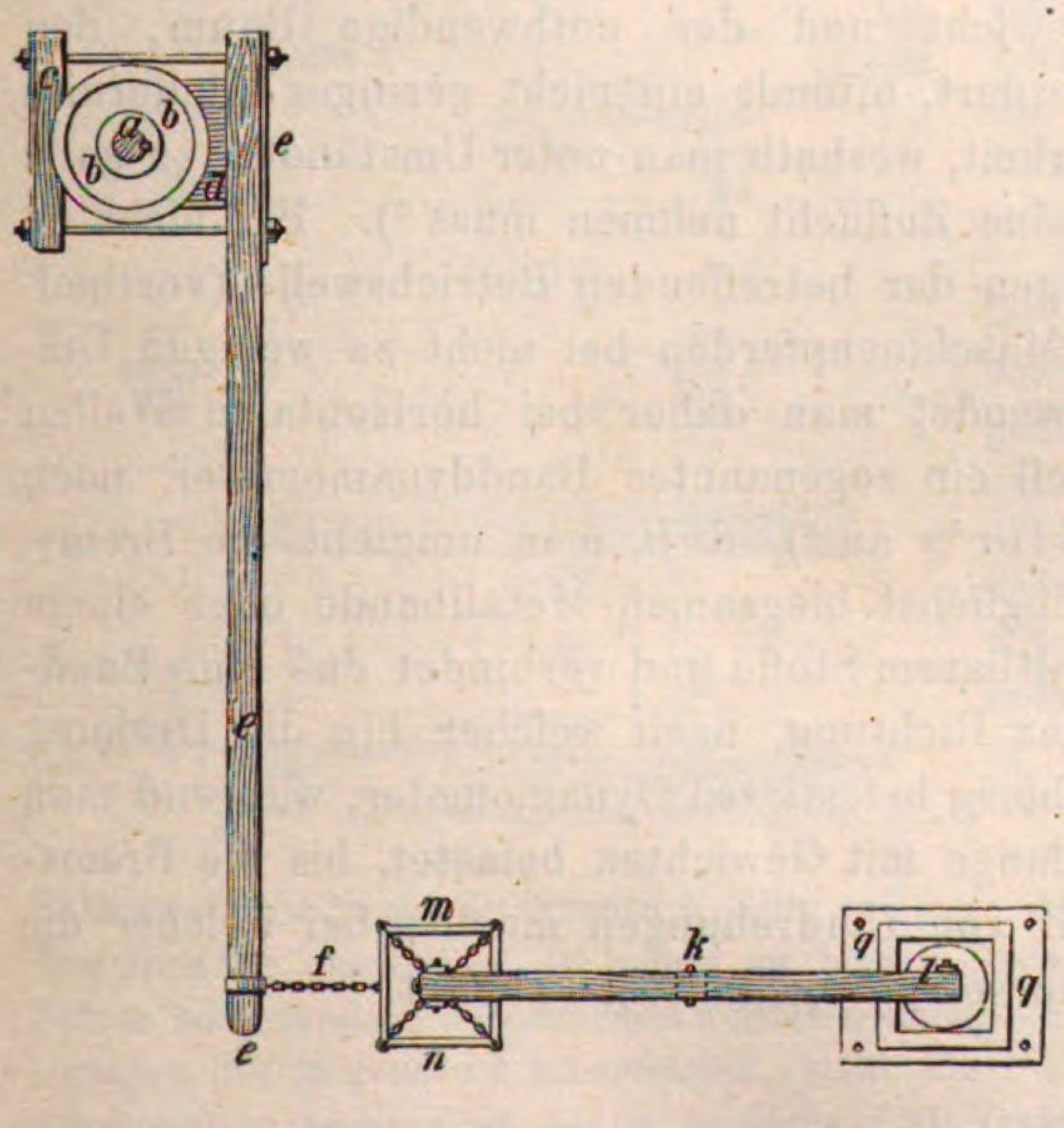


Fig. 164.



1) Hierbei hat man begreiflicherweise Seilbiegungswiderstand und Rollenreibung namentlich in Rechnung zu bringen. Hinsichtlich Ausführung der letzteren ist besonders auf Weisbach's werthvolle Schrift „Versuche über die Leistung eines einfachen Reactionsrades," Freiberg 1851, §. 10 zu verweisen.

Die verticale Welle, deren Umdrehungsarbeit gemessen werden soll, ist dabei mit *a* bezeichnet und auf dieser eine Bremsscheibe *b* befestigt, die von einem einfachen Prony'schen Zaume *dce* umfasst wird, den man durch eine Zugkette oder Zugstange *f* mit dem Verticalarme *gh* eines Winkelhebels *rhi* in Verbindung gesetzt hat.

Der Arm *ih* trägt bei *i* eine Schale für die erforderlichen Gewichte, um beim Bremsen den Arm *gh* in verticaler Lage zu erhalten, während *kl* eine derartige Verlängerung von *ik* ist, dass ein doppelarmig gleicharmiger Hebel *ikl* entsteht, der bei *l* eine Hängestange zur Aufnahme eines Kolbens (Tellers) *d* trägt, der sich frei im Gefässe *q* (ohne dichten Anschluss an dessen Wände) im Wasser bewegt und wodurch überhaupt, wie bereits oben erwähnt wurde, zu grossen Schwankungen des Kreuzes *gil* vorgebeugt werden soll.

Nach unserem Wissen hat eine für verticale Wellen passende Bremsdynamometeranordnung wie die vorbeschriebene zuerst der amerikanische Ingenieur Francis[1]) in Anwendung gebracht.

§. 51.

So vortrefflich im Allgemeinen das Prony'sche Bremsdynamometer auch genannt zu werden verdient, so ist dennoch sein bedeutendes Gewicht und der nothwendige Raum, den seine Aufstellung erfordert, oftmals ein nicht geringes Hinderniss allgemeiner Brauchbarkeit, weshalb man unter Umständen zu ganz besonderen Mitteln seine Zuflucht nehmen muss[2]). Bei nicht zu grossen Arbeitsleistungen der betreffenden Betriebswelle (vortheilhaft bis etwa zu 12 Maschinenpferden bei nicht zu wenigen Umgängen pro Minute) wendet man daher bei horizontalen Wellen recht oft mit Vortheil ein sogenanntes Banddynamometer, nach dem Vorschlage Navier's an[3]), d. h. man umgiebt die Bremsscheibe mit einem möglichst biegsamen Metallbande oder einem Gurte aus gehörig haltbarem Stoffe und verbindet das eine Bandende (und zwar in der Richtung, nach welcher hin die Drehung erfolgt) mit einem gehörig befestigten Dynamometer, während man das andere Ende so lange mit Gewichten belastet, bis die Bremsscheibe diejenige Zahl von Umdrehungen macht, bei welcher die zu messende Maschine sonst regelmässig arbeitet.

1) Lowell, Hydraulic experiments etc., Boston 1855, P. 14. Hieraus im Civil-Ingenieur von Zeuner und Bornemann, Bd. 2.

2) Man sehe deshalb Egen's mehrfach citirtes Werk: Untersuchungen etc.

3) Resumé des leçons données à l'école des ponts et chaussées. Troisième Partie, 1829 bis 1830, §. 103.

Nach unserem Wissen hat **Weisbach** [1]), mindestens in Deutschland, auf dieses sogenannte **Navier**'sche Bremsband zuerst aufmerksam gemacht und mit demselben auch mehrfache eigene Versuche angestellt. Vielleicht eben so lange benutzt man dasselbe aber auch in England, insbesondere seit der Zeit, wo dort die sogenannten locomobilen Dampfmaschinen im Gebiete der Landwirthschaft vielfache Anwendung gefunden haben.

Eine für letztere Zwecke und wohl überhaupt recht brauchbare Anordnung eines solchen Banddynamometers (von einem Engländer **Imray** herrührend) zeigen die Fig. 165 und 166, und zwar erstere den Aufriss und letztere den Grundriss, beide in $\frac{1}{40}$ wahrer Grösse gezeichnet.

Fig. 165.

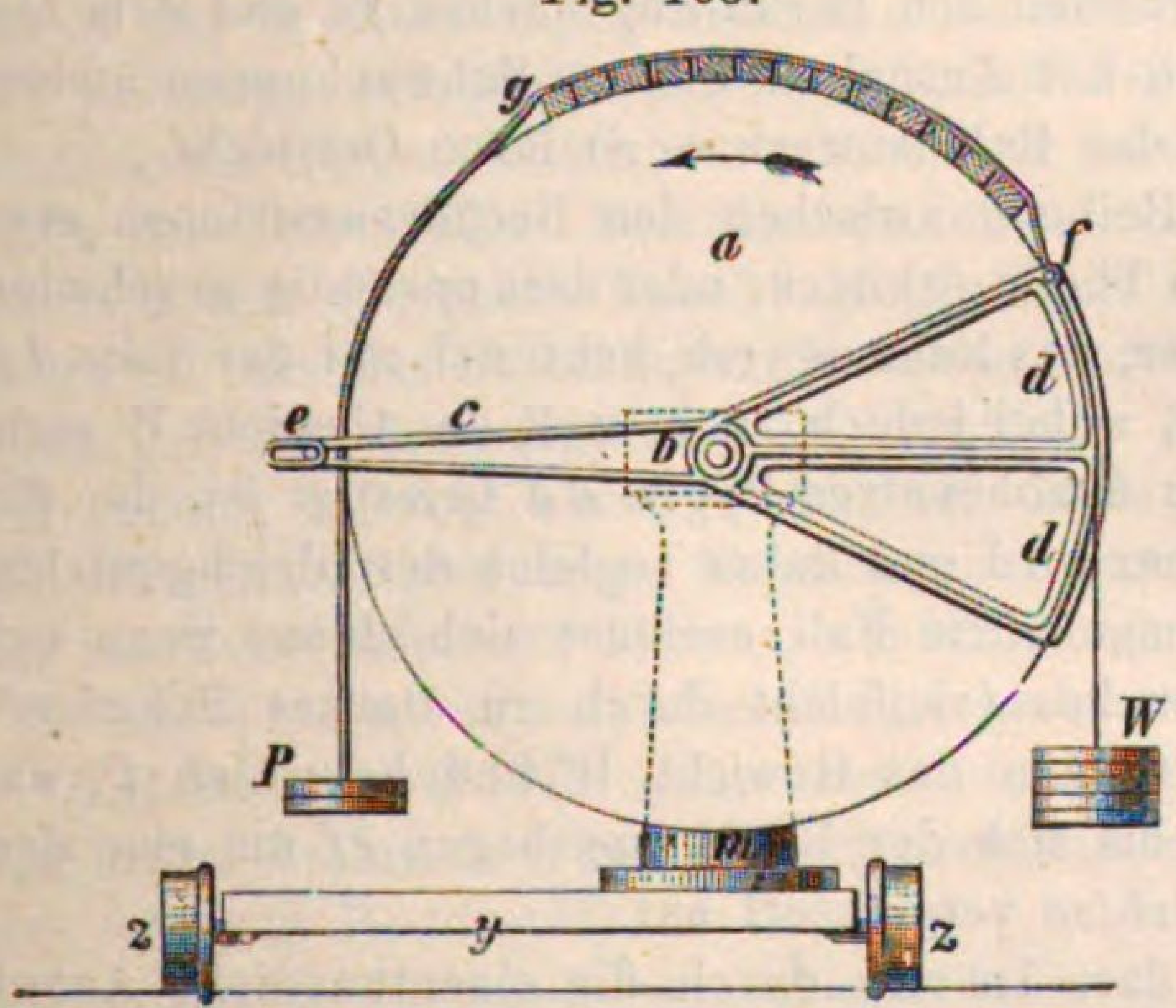
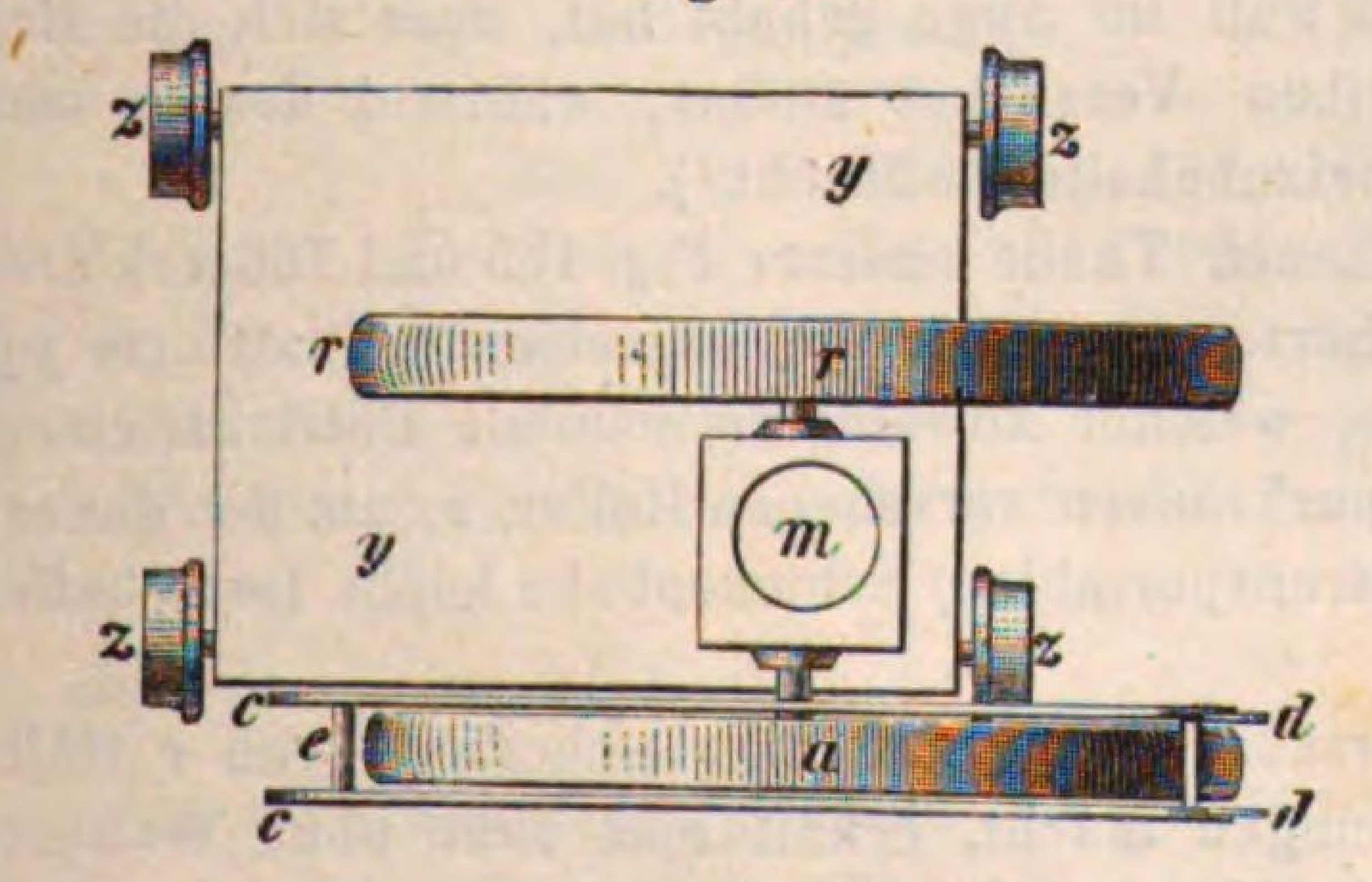


Fig. 166.



Die Bremsscheibe *a* von 5 Fuss engl. Durchmesser ruht mit ihrer Welle *b* auf einem starken Ständer *m*, während gleichzeitig am anderen Ende derselben Welle eine Riemenscheibe *r* fest aufgesteckt ist. Letztere dient zur Aufnahme des Triebriemens derjenigen Maschine, deren bewegende Arbeit ermittelt werden soll.

Ausserdem wird die Bremsscheibe zu beiden Seiten von einem Rahmwerke *cde* umgeben, welches lose mit ihr auf derselben Welle steckt, so dass sich erstere umdrehen kann, ohne dies Rahmenwerk mitzunehmen. Am Ende *e* des linken Armpaares *c* können gewichtige Bolzen (oder andere Gewichte) angebracht werden, damit der Schwerpunkt des Rahmenwerkes in die Drehachse *b* fällt, während der bogenförmige Theil *dd* desselben so angeordnet ist, dass zu beiden Seiten bei *f* Gewichte *W* an Ketten oder Bändern aufgehangen werden können, die sich genau dem äusseren Umfange des Bogens *dd* anschliessen, nicht aber die Bremsscheibe berühren. An derselben Stelle *f* (in der Grundrissfigur als Verbindungsbolzen des inneren und äusseren Rahmens erkennbar) ist auch das Bremsband sichtbar, an dessen untere Fläche eine entsprechende Zahl von Holzklötzen befestigt wurde, um

1) Ueber Gurtdynamometer, Polytechnisches Centralblatt, 1841, S. 97. Auch Lehrbuch der Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, vierte Auflage, S. 309.

die Reibung am Umfange der Bremsscheiben mindestens auf einem Theile *gf* des Berührungsbogens zu vergrössern. Auf der weiteren Bogenstrecke in der Richtung von *g* nach *e* ist das eiserne Bremsband mit der Bremsscheibe in directer Berührung. Ein verhältnissmässig kleineres Gewicht (als *W*) dient dazu, die gehörige Berührung auf dem Bogentheile *ge* herbeizuführen und hierzu das freie Bandende entsprechend zu spannen.

Ist nach dem Auflegen des Betriebsriemens auf die Scheibe *r* der Beharrungszustand der Bewegung eingetreten, d. h. macht die Bremsscheibe in derselben Zeit immer gleich viel Umläufe, und zwar so viel, als die Betriebsmaschine beim vortheilhaftesten Arbeiten sonst zu machen hat, was durch richtiges Abmessen der Gewichtsgrössen *W* und *P* zu erreichen ist, so hält das Gewicht *W* der Reibung zwischen den Berührungsflächen *fe* und dem Gewichte *P* das Gleichgewicht, und mit Ausnahme kleiner Schwankungen ändern die Gewichte *W* und *P* (sowie das Rahmenwerk *ecd*) ihren Ort nicht.

Aendert sich jedoch die Reibung zwischen den Berührungsflächen etwa dadurch, dass sich die reibenden Theile erhitzen, oder dass unrichtig geschmiert wird, so wird die Reibung grösser, das Rahmenwerk hebt sich auf der Seite *dd*, während sich der Arm *ce* senkt, wobei jedoch auch, weil das Gewicht *W* nicht am Bandende bei *f*, sondern am unabhängigen Bogen *dd* befestigt ist, der Berührungsbogen von *f* bis *e* kleiner wird und daher sogleich der Gleichgewichtszustand wieder eintritt. Der umgekehrte Fall ereignet sich dann, wenn sich die Reibung während des Versuches (vielleicht durch zu starkes Schmieren mit Fett) ändert, d. h. es sinkt dann das Gewicht *W* und hebt sich *P*, was aber auch nur so lange währt, bis sich der Berührungsbogen *ef* um eine dem Gleichgewichte entsprechende Grösse vergrössert hat.

Man erkennt jetzt leicht, dass Imray durch die eigenthümliche Anordnung, welche unsere Abbildung zeigt, gerade das Herbeiführen einer selbstständigen Ausgleichung für den Fall im Auge gehabt hat, dass sich die Reibung während eines und desselben Versuches ändert, während dessen man constante Gewichte *W* und *P* beizubehalten wünscht[1]).

Die jetzt unbeachtet gelassenen Theile unserer Fig. 165 und 166 erklären sich fast von selbst. Dahin gehört namentlich die gusseiserne Plattform *yy*, zur Aufnahme des Ständers *m*, welcher sowohl Bremse als Betriebsriemenscheibe *r* trägt, sowie die mit Spurkränzen versehenen Rollen *z*, um den ganzen Apparat auf einer (gewöhnlich transportablen) Schienenbahn leicht fortschaffen zu können.

Bei einem bestimmten Versuche, wenn die Bremsscheibe *a* von *r* Halbmesser pro Minute *U* Umdrehungen macht, erhält man dann ohne Weiteres die Grösse der mechanischen Arbeit, welche die Betriebsmaschine während dieser Zeit entwickelte, wenn man den Weg eines Punktes im Umfange der

1) Andere Regulirungsmittel für gleichen Zweck, wobei man unterhalb liegende Hebelwerke in Anwendung bringt, haben Appold und Balk in Vorschlag gebracht, worüber u. a. nachzulesen ist in den englischen Patent-Specifications Nr. 1452 (3. Juli 1854). — Balk's Band-Bremsdynamometer findet sich ausführlich besprochen auch in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrgang 1861, S. 308.

Bremsscheibe mit der Differenz der angehangenen Gewichte W und P multiplicirt[1]).

Zusatz. Bei Gelegenheit der XXII. Versammlung deutscher Land- und Forstwirthe in Schwerin (Mitte September 1861) hat der Verfasser mehrfach Gelegenheit gehabt, die entschiedene Brauchbarkeit des Banddynamometers bei Versuchen mit locomobilen Dampfmaschinen wahrzunehmen, da bei einiger Aufmerksamkeit und Vorsicht Schnelligkeit, Sicherheit und Zuverlässigkeit leicht zugleich herbeizuführen sind[2]).

Das daselbst angewandte Blechband hatte $^1/_8$ Zoll engl. Dicke und 3 Zoll Breite. An seine untere Fläche waren achtzehn gut mit der Bremsscheibe concentrisch ausgedrehte Holzklötze von 2 Zoll Höhe und $3^1/_2$ Zoll Länge (im Umkreise der Bremsscheibe gemessen) mittelst nicht ganz durchgehender Schrauben befestigt, welche Klötze bei $^3/_4$ Zoll Zwischenraum beinahe den halben Umfang der Bremsscheibe umfassten und wozu ohne Weiteres die Schwungräder der betreffenden Dampfmaschinen benutzt wurden. Ausserdem waren mehrere über die ganze Bandbreite greifende Fang- oder Führungsbleche angebracht, um das Abschlagen des Bremsbandes (bei den nicht abgedrehten Umfängen der Schwungräder) zu verhüten. Das Ende P des Bremsbandes war gehörig befestigt und zwischen dem Ende und der Befestigungsstelle eine entsprechende Federwaage eingehangen. Geschmiert wurden die Bremsklötze mit etwas Oel oder mit Wasser, nur nicht mit beiden zugleich.

Bei einer Ransome s'schen Locomobile von $7^1/_2$ Zoll Kolbendurchmesser, 11 Zoll Hub bei 45 Pfd. Ueberdruck pro Quadratzoll des Dampfes im Kessel und einem Bremsscheiben- (Schwungrad-) Durchmesser von $4^1/_2$ Fuss ergaben sich folgende Resultate[3]):

Versuchs-Nr.	W- Zollpfunde.	P- Zollpfunde.	$W - P$- Zollpfunde.	Schwungrad-Umdrehungen pro Minute $= U$.
1	300	195	105	160
2	300	195	105	160
3	300	192	108	154
4	300	195	105	160
5	300	198	102	164

1) Uebersichtlicher gestaltet sich die Berechnung der zu ermittelnden mechanischen Arbeit $= \mathfrak{A}$ durch Beachtung der Formel: $\mathfrak{A} = \frac{2 r \pi U}{60} (W - P)$, wobei allerdings die Vermehrung des Zapfendruckes ausser Acht gelassen ist, welche durch die Spannungen der beiden Bandenden herbeigeführt wird. Ausführliche Auskunft hierüber giebt Weisbach's vorher citirter Artikel über Gurtdynamometer, den wir überhaupt Studirenden nicht genug empfehlen können.

2) Ausführliches über diese Versuche enthält der amtliche Bericht über diese Versammlung S. 307 ff.

3) Die vorher angegebene allgemeine Formel wird also hierbei zu:

$$\mathfrak{A} = 0{,}235\, U (W - P).$$

Da hiernach der Mittelwerth von $W - P = 105$ und der von $U = 159,6$, der Durchmesser der Bremsscheibe aber $4^1/_2$ Fuss war, so berechnet sich hiernach die von der Locomobile pro Secunde entwickelte mechanische Arbeit zu $\mathfrak{A} = 3937$ Fusspfunden, was mit Beachtung, dass die benutzten Gewichte Zollpfunde, die Längenmaasse englische waren, an Pferdekräften à 500 Fusspfund pro Secunde:

$$\frac{3937}{500} = 7{,}87 \text{ Maschinenpferde}$$

giebt.

Sechstes Capitel.

Theilmaschinen[1]).

§. 52.

Seitdem man zu der Ueberzeugung gelangte, dass dem Naturforscher, wenn er die Wissenschaft wahrhaft fördern und der Welt nützlich werden will, Instrumente zu Gebote stehen müssen, mit denen er nicht bloss zu beobachten, sondern auch zu messen im Stande ist, endlich auch gewisse Bedürfnisse des öffentlichen und Privatlebens zu ähnlichen Forderungen drängten, erkannte man immer mehr und mehr die hohe Wichtigkeit genauer Theilungen von Kreisen und geraden Linien, sowohl für Astronomie, Physik und für die gesammten Naturwissenschaften, als auch für Schifffahrt, Geodäsie, ja selbst für das Gebiet der Gewerbe und der Industrie.

Nicht zu verwundern ist es daher, wenn die Geschichte lehrt, dass man sich bereits seit Mitte des vorigen Jahrhunderts bemühte, Maschinen zu ersinnen und auszuführen, welche nicht nur die schwierige Arbeit des richtigen Theilens erleichterten, sondern es auch möglich machten, sie bei Weitem vollkommener auszuführen.

Gegenwärtig sieht man diese Bemühungen mit Erfolgen gekrönt, welche fast alle Erwartungen übertreffen und die zugleich als neue Denkmäler menschlichen Scharfsinns, ausserordentlicher Fertigkeit und rühmenswerther Ausdauer zu betrachten sind.

1) Diese Maschinen werden hier ausschliesslich wegen der Operation des Theilens an sich aufgenommen, nicht aber in Betracht auf das Einschneiden oder Einreissen von Linien in irgend ein Material, überhaupt nicht als Maschinen zur Formänderung der Körper.

I. Kreistheilmaschinen [1]).

Die älteste Art, Kreisbögen für die bemerkten Zwecke zu theilen, ist die mittelst geeigneter Stangenzirkel, wobei sich wegen mannigfacher vortrefflicher, zweckmässiger Verfahrungsarten Männer wie Hook, Römer, Graham, Bird, Smeaton, Brander u. A. besondere Verdienste erwarben [2]). Da jedoch anzunehmen ist, dass bei auf Metall wirklich vollzogenen Zirkeleintheilungen im günstigsten Falle die Gleichheit der Theile höchstens bis auf $1/_{3000}$ Zoll verbürgt werden kann [3]), die Darstellung der Sehne einer Raumsecunde aber

1) Duc de Chaulnes, Mémoires de l'Académie des Sciences de Paris, 1765. Deutsch vom Prof. Halle in Berlin bearbeitet unter dem Titel: Neue Art, mathematische und astronomische Instrumente abzutheilen, Berlin, 1788. — Ramsden, Description of an engine for dividing mathematical instruments, 4., London 1777. Von Lalande wurde diese Schrift 1790 in's Französische unter dem Titel übersetzt: Description d'une machine pour diviser les instruments de mathématique. Hiernach bearbeitete Geissler diesen Gegenstand in deutscher Sprache in dem Werkchen: Ueber die Bemühungen der Gelehrten und Künstler, mathematische und astronomische Instrumente einzutheilen, Dresden 1792, S. 47. — Eine deutsche Uebersetzung des englischen Originals enthält: Nicholson, Der praktische Mechaniker, Weimar 1826, S. 319. — Rees, The Cyclopaedia or universal Dictionary of Arts etc., Artikel „Engine", Vol. XIII, London 1819. — Borgnis, Traité complet de mécanique appliquée aux arts. Composition des machines, Paris 1818, P. 357. — Reichenbach, Ueber die Erfindung meiner Kreistheilmaschine. (Gilbert's Ann. der Physik, Bd. 68, 1821, S. 50.) — Barlow, A treatise on the manufactures and machinery of Great-Britain, London 1836, P. 267. (Ein Theil der Encyclopaedia metropolitana.) — Schubert, Elemente der Maschinenlehre, Zweite Abtheilung, Dresden und Leipzig 1844, S. 77 und 82. — Lenz, Ueber Girgenson's Kreistheilmaschine. (Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1844, S. 270.) — Hartmann, Ueber Theilmaschinen überhaupt, mit besonderer Beziehung auf die Oertling'sche Theilmaschine. (Berliner Gewerbe-, Industrie- und Handelsblatt, Bd. 13, S. 1, October 1844.) — Oertling, Beschreibung einer Kreistheilmaschine. (Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, Bd. 29, 1850, S. 133.) — Armengaud, Publication industrielle des machines etc., Tom. IV, P. 304, und daraus Dingler's Polytechnisches Journal, Bd. 96, S. 93 (Decoster's Universal-Theilmaschinen). — Tomlinson, Cyclopaedia of useful arts, Artikel „Graduation", London 1854, Vol. I. — Karmarsch, „Geschichte der Technologie," München 1872, S. 340, Abschnitt: Theilmaschinen.

2) Man sehe deshalb ausser Geissler's vorher citirtem Werkchen noch dessen Uebersetzung von George Adam's Beschreibung mathematischer Instrumente, Leipzig 1795, S. 121 und S. 645, sowie Smeaton's Abhandlung in den Philosophical transactions for 1786: „Observations on the gradation of astronomical instruments, with an explanation of the method invented by the late Mr. Henry Hindley of York, clockmaker, to divide circles into any given number of parts."

3) Diese Behauptung spricht Reichenbach (in Gilbert's Ann., Bd. 68, S. 51) aus und bemerkt dabei, dass sie das Resultat seiner Erfahrungen sei, ungeachtet des besten angewandten Stangenzirkels, trotz seiner scharfen und mit

mit dieser kleinsten Länge doch schon einen Kreis von 11 Fuss $5\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser erfordert, so erhellt, dass, abgesehen von sonst vorkommenden Hindernissen, andere Verfahrungsarten und Hülfsmittel dringend wünschenswerth wurden.

In England machte man daher zuerst wiederholt Versuche, die Umwälzungen von sehr genau geschnittenen Schrauben als Maassstab für die Theilungen zu benutzen, die jedoch meistens völlig missglückten, bis endlich 1775 Ramsden dem englischen Längenbureau seine berühmte Kreistheilmaschine übergab, von diesem eine Geldbelohnung (615 Pfund Sterling) empfing, ganz besonders aber sich die Anerkennung aller Zeitgenossen und Nachkommen erwarb und überhaupt die Bahn brach zur Erreichung des gegenwärtigen Höhenpunktes von Maschinen dieser Art.

Ramsden's Maschine bestand aus einem auf starkem dreibeinigen Holzgestell ruhenden grossen Rade (oder Kreise) aus Glockenmetall von 45 Zoll engl. Durchmesser, welches sich mit erforderlicher Sicherheit um eine Verticalachse zu drehen im Stande war. Der cylindrische Rand dieses Rades war mit 2160 Zähnen oder richtiger Kerben von völlig gleicher Grösse und einerlei Abstand versehen, den man vorher mit Stangenzirkeln in ganz eigenthümlicher Weise eingetheilt, nachher aber die Kerben mit einer Schraube eingeschnitten hatte, deren Construction mit seltenem Scharfsinne erdacht und mit mathematischer Genauigkeit ausgeführt wurde.

Eine eben so vorzüglich ausgeführte Schraube ohne Ende [1]) griff in die Kerben, wie in die Gänge einer Mutter und konnte durch deren Umwälzungen der grosse Kreis eben so sicher wie sanft in horizontaler Ebene umgedreht werden. An der Spindel der endlosen Schraube war eine in 60 gleiche Theile getheilte Kreisscheibe angebracht, wodurch die Theilung auf 10 Secunden ausgeführt werden konnte [2]). Beachtet man ferner, dass man mit Hülfe eines Nonius noch den 10. Theil der Grundtheilung auf dem grossen Kreise abzulesen vermochte, so erhellt, dass man mittelst der Ramsden'schen Maschine über-

guten Loupen bewaffneten Augen und ungeachtet seiner festen Hand. Was dagegen Theilmaschinen leisten können, ist aus einer Bemerkung in Gehler's Physikalischem Wörterbuche, Artikel „Theilbarkeit", Bd. 9, Abtheil. 1, S. 716 (in der Note) zu entnehmen, wonach der berühmte Optiker Fraunhofer mittelst einer Theilmaschine mit einer Diamantspitze auf Glas 10000 Linien völlig parallel von ganz gleichen Abständen in einem Raume von einem Pariser Zoll einschneiden konnte! Später theilte Perreaux den Millimeter in 3000 Theile!

1) Ueber die Anfertigung der Schraube zur Ramsden'schen Theilmaschine findet sich ganz Ausführliches in den vorher citirten Abhandlungen von Geissler und Nicholson, sowie dabei auch das Einschneiden der Kerben am grossen Rade vollständig erörtert ist.

2) Das grosse Rad wurde mit jeder Kerbe um $\frac{360 . 60}{2160} = 10$ Minuten fortgerückt und da man mittelst der Theilscheibe an der endlosen Schraube diese zu nur $\frac{1}{60}$ ihrer Umdrehung veranlassen konnte, so ergiebt sich, dass man im Stande war, das grosse Rad in Wegintervallen von $\frac{10}{60}$ Minuten $=$ 10 Secunden fortzubewegen.

haupt Kreise von Secunde zu Secunde, also den ganzen Umfang in 1296000 Theile zu theilen im Stande war. Indessen verlangte man ursprünglich von Ramsden's Maschine keine grössere Schärfe, als Theilungen bis zu einer halben Minute. Wie sinnreich aber diese Construction auch ausgedacht war, so litt sie doch an dem Uebel, dass die Herstellung der bei der Bewegung zusammengreifenden Theile mit Rücksicht auf die durchaus erforderliche Genauigkeit so schwierig war, dass sie fast zur Unmöglichkeit gehörte.

Die würdigsten Rivale Ramsden's, wie Gebrüder John und besonders Eduard Troughton (1778 bis 1809), bemühten sich daher, die Schwierigkeiten, welche sowohl in der Natur der Materie, als in der nicht zu erreichenden mathematisch vollkommenen Ausführung durch Menschenhand liegen, dadurch zu beseitigen, dass sie sich genaue Kenntniss von den Fehlern verschafften, womit ihre eigenthümlich und sonst ganz vortrefflich ausgeführten Theilmaschinen[1]) unter allen Umständen behaftet sein mussten, wonach sie bei der Theilungsarbeit selbst entsprechende Correctionen anzubringen im Stande waren.

Während derselben Zeit (1800) hat der bayerische Artillerieofficier Reichenbach ein vom Duc de Chaulnes nur unvollkommen empfohlenes und angewandtes Princip der Theilung zur unübertrefflichen Ausführung gebracht, wodurch Undichtigkeit des Materials, ungleichförmiges Führen und Eindringen der zum Bezeichnen der Theilstriche dienenden Instrumente etc. umgangen wurden. Reichenbach ging nämlich von dem Grundsatze aus, dass eine vollkommene Eintheilung nur dann erreicht werden könne, wenn man sie ohne alle vorgängige sichtbare Marken vollführe, sie als gleichsam in der Luft vornehme, ehe die Theilungslinien gezogen wurden.

Wie Reichenbach diese Idee verwirklichte, erhellt am deutlichsten aus seiner eigenen Beschreibung, die wir hier wörtlich mittheilen[2]).

Es stelle in Fig. 167 *ABC* den zu theilenden Kreis dar, welcher sammt den Speichen in horizontaler Lage aus dem Centrum in einem Stücke gegossen wird (um eine homogene Masse zu erhalten) und der mit einer kegelförmigen, einige Zoll über die Ebene des Limbus[3]) hervorragenden stählernen Achse versehen wurde. Er sei horizontal aufgestellt, ruhe auf einem festen, vom Zimmerboden, auf dem man steht, isolirten Stativ *F* und könne um einen an der unteren Fläche desselben befestigten 15 Zoll langen Zapfen nach Belieben oder Bedarf umgedreht werden. Auf der oberen kegelförmigen stählernen Achse ruhen unmittelbar über einander zwei Alhidaden (Führer), die untere *abcd* in Gestalt eines Dreiecks mit dem Bogen *cd*, und die obere *efgh*, welche den Schnabel *mn* trägt und zugleich den Linienreisser, das Reisserwerk *ikl* (d. h. eine Vorrichtung mit einem feinschneidigen Meissel, dem Reisser, um radial gerichtete Linien einschneiden zu können). Beide Alhidaden sind, von einander unabhängig, um die vorgedachte verticale Hauptachse beweglich und durch Hebel

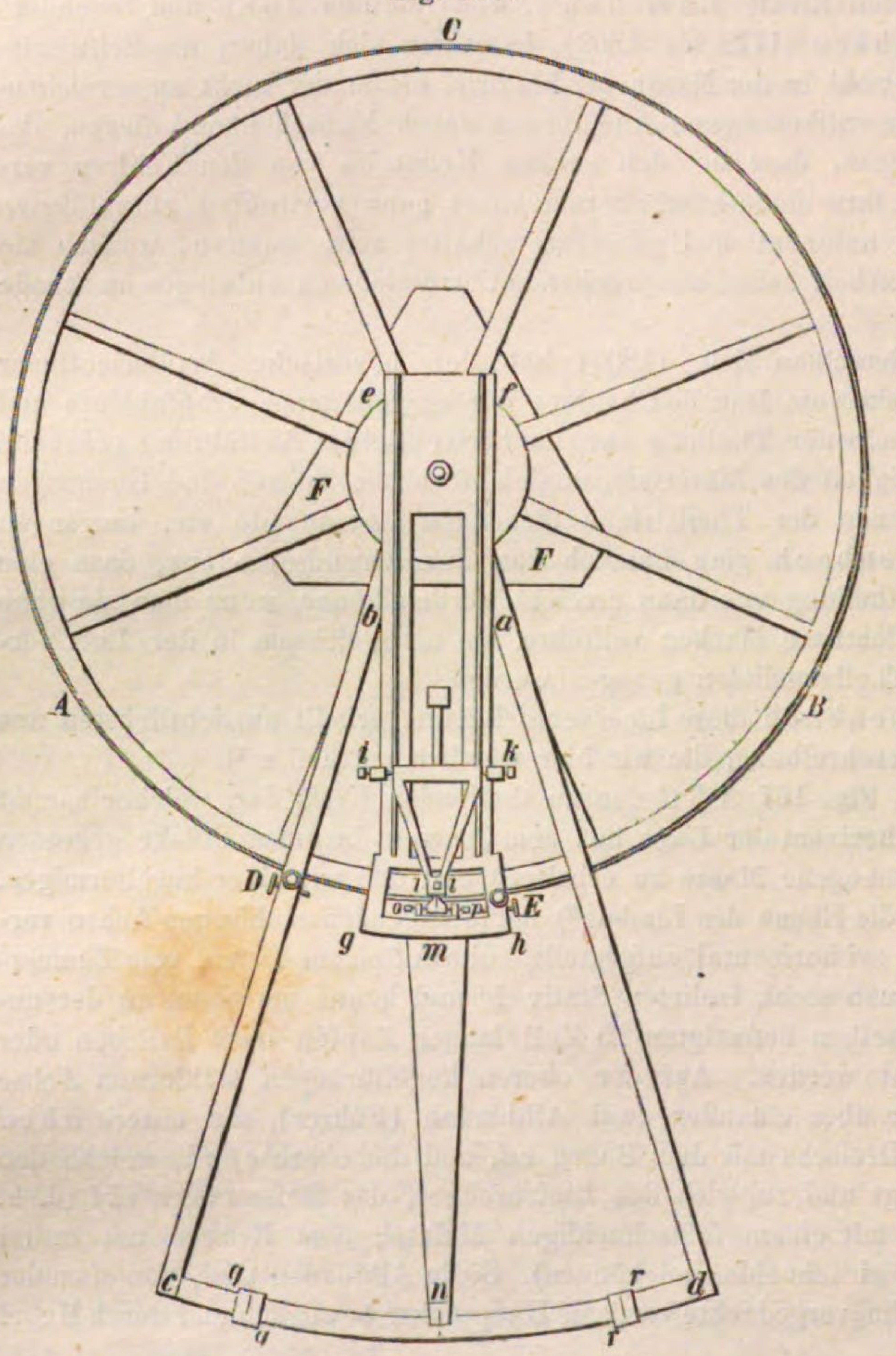
1) Abbildung und Beschreibung von Troughton's Maschine in der vorher citirten Cyclopaedia von Tomlinson, Vol. I, P. 794 u. 801.

2) Gilbert's Ann., Bd. 68, 1821, S. 54.

3) Mit dem lateinischen Worte Limbus (Saum, Besatz etc.) bezeichnet man die in Grade, Minuten etc. eingetheilten Bögen an Winkelmessinstrumenten.

und Gegengewichte so äquilibrirt, dass sie zwar in leiser Berührung mit dem Limbus und der kegelförmigen Achse bleiben, auf sie aber keinen schädlichen Druck ausüben. An der oberen Alhidade *efgh* befindet sich innerhalb des Bogens *gh* eine vorn schneideartig zugeschliffene silberne Lamelle *op*, welche auf ihren äussersten Punkten zwischen zwei kegelförmig zugespitzten Schrauben beweglich ist und, wenn sie auf den Limbus niedergelegt wird, sich mit demselben in einerlei Ebene befindet. Der Schnabel *mn* ist vorn bei *n* mit einer schneideartig zugeschliffenen Lamelle versehen, auf der bis zur vorderen Schneide heraus eine äusserst zarte Linie gezogen ist. Endlich hat auch der Bogen *cd* zwei Schieber *qq* und *rr*, welche auf ihm in jeder beliebigen Entfernung von einander durch unten angebrachte Stellschrauben befestigt werden können; sie tragen auf ihrer oberen Fläche silberne Plättchen mit eben so zarten Linien, die mit der unteren Fläche der Lamelle *n* genau in einer Ebene liegen. Sowohl die auf Stahlspitzen

Fig. 167.



bewegliche Lamelle *op* an der oberen Alhidade *efgh*, als die Lamelle *n* am Schnabel *mn* sind mit sehr guten zusammengesetzten Mikroskopen versehen und jede der beiden Alhidaden hat ihre eigene Hemmung am Kreise *D* und *E*, sowie ihre eigene, damit verbundene Mikrometerschraube. Da auf dem Kreise jeder Punkt Anfang und Ende zugleich ist, so fängt man damit an, auf irgend einer beliebigen Stelle des Kreises die obere Alhidade *efghmn* festzustellen

und bei zurückgelegter Lamelle *op* mit dem Linienreisser *ikl* eine äusserst zarte Linie auf dem Limbus zu ziehen; alsdann wird diese Lamelle *op* auf den Limbus niedergelegt und auf ihr bis zu ihrer Schneide eine eben so zarte Linie mit demselben Linienreisser gemacht. Der Bart der beiden Linien wird mit einer feinen Kohle abgeschliffen. Die Linie der auf dem Limbus niedergelegten Lamelle *op* zeigt alsdann, so lange der Linienreisser unverändert bleibt, immer den Punkt an, wo die Spitze des Grabstichels auf den Limbus auftrifft.

Die Eintheilung des Kreises mit dieser Vorrichtung geschieht nun auf folgende Art:

1) Die obere Alhidade *efgh* wird festgestellt und man bringt dann durch ihre Mikrometerschraube die Linie der Lamelle *op* genau auf die erste Linie des Limbus.

2) Hierauf wird, bei unberührter oberer Alhidade, die untere Alhidade *abcd* nach der Seite gerückt, bis die Linie auf dem Silberplättchen *r* unter die Linie der Lamelle *n* zu stehen kommt; man befestigt sie dann und stellt mittelst ihrer Mikrometerschraube die Linie *n* mit der Linie auf *r* genau ein.

3) Ist dieses geschehen, so wird, bei unberührter unterer Alhidade, die Hemmung der oberen Alhidade *efgh* losgelöst, diese Alhidade nach der Seite gerückt, bis die Linie auf der Lamelle *n* über der Linie auf dem Silberplättchen *q* einsteht, die Alhidade alsdann wieder gehemmt und nun durch ihre Mikrometerschraube die Linie auf *n* scharf auf die Linie *q* gestellt.

So geht die Operation wechselweise, einmal mit der unteren und dann mit der oberen Alhidade schrittweise auf dem Kreise fort (indem man die ganze Maschine nach jedem Schritte sanft herumdreht, um immer gleiche Beleuchtung zum Ablesen zu haben), bis der ganze Umfang durchlaufen ist. Diese Operation durch den ganzen Umfang wird so oft wiederholt (wobei man nach jedem durchlaufenen Umfange des Kreises die Schieber *q* und *r* auf dem Bogen *cd* nach Bedarf einander nähert oder von einander entfernt, versteht sich durch angebrachte Mikrometerschrauben), bis mit der verlangten Anzahl von Schritten der oberen Alhidade der Umfang des Kreises genau durchlaufen ist, so dass die Linie auf der Lamelle *op* die erste Linie auf dem Limbus, sowohl am Anfange, als am Ende der Operation scharf schneidet. Auf solche Art wird der Kreis, ohne vorher gezeichnete Marke, in eine beliebige Anzahl gleicher Theile getheilt sein. Mit der so aufgefundenen Eintheilung wird die Operation noch einmal mit zurückgelegter Lamelle *op* wiederholt und bei jedem Schritte der oberen Alhidade mit dem Linienzieher und Grabstichel, welche während des ganzen Herganges unverändert so bleiben, als da die Linie auf der Lamelle *op* gemacht wurde, die Eintheilung auf dem Limbus durch eben so zarte Linien wirklich vollzogen. So ist alsdann der Kreis in seine Haupttheile eingetheilt, und zwar, da Reichenbach die Zahl dieser Haupttheile zu 20 angenommen hat, von 18 zu 18 Grad. Die Unterabtheilungen werden mit näher zusammengerückten Schiebern *q* und *r* auf dem Bogen *cd* der unteren Alhidade auf ähnliche Art gemacht u. s. f.

Reichenbach's Theilungsmethode scheint, namentlich in England, lange Zeit unbekannt geblieben zu sein, was daraus erhellt, dass noch 1810 James Allan[1]) von der Society of Arts mit einer goldenen Medaille für eine „self

1) In den Transactions, XXXIX, P. 142 abgebildet.

correcting"-Methode zur Ausgleichung der Zähne (Kerben) an dem grossen Kreise belohnt und 1830 Andrew Ross[1]) von derselben Gesellschaft eine Auszeichnung empfing, ohne dass dabei der Reichenbach'schen Verdienste auch nur erwähnt worden.

Um die Fehler, welche die Ramsden'sche Bewegung erzeugt, zu beseitigen, versah Ross sowohl die Zähne des grossen Rades, als den (übrigens eigenthümlichen Schnecken-) Schraubengang derartig mit Stellschrauben, dass man durch Vor- und Zurückrücken dieser Schrauben Zähne und Schneckengang schmäler oder breiter machen kann. Bei der Operation mit der Maschine suchte Ross die Uebereinstimmung zwischen der Theilung und der Bewegung zu entdecken, trug die wahrgenommenen Fehler in Tabellen und suchte hiernach den Gang der Maschine zu reguliren. Die Bewegung der Maschine geschah durch einen etwas complicirten Mechanismus und erfolgte dabei stossweise, wodurch leider neue Fehlerquellen eröffnet wurden.

In Frankreich machte sich besonders Gambey[2]) in Paris um die Vervollkommnung der Theilmaschine verdient. Anstatt einer einzigen endlosen Schraube zur Fortbewegung des Hauptkreises, wie bei Ramsden, brachte Gambey deren vier an, und zwar in je 90 Grad Entfernung von einander, so dass sich je zwei derselben diametral gegenüber standen. Während des Arbeitens sollte hierdurch der grosse Kreis von seinem oberen Zapfen ganz frei und folglich die Bewegung leichter und sanfter (?) gemacht werden.

Girgensohn[3]) scheint zuerst (noch vor 1844) die Idee verwirklicht zu haben, bei der Construction von Theilmaschinen die Reichenbach'sche Verfahrungsweise mit der Ramsden'schen zu verbinden. Bei der von diesem Mechaniker ausgeführten Maschine wurde nämlich die erste vorläufige Theilung fast ganz nach Reichenbach unter Anwendung von Fühlhebelapparaten bewirkt, sodann aber der äussere Kreisrand mit 360 Einschnitten versehen und diesen die Form der Lager für die Achsen von Meridiankreisen gegeben. In diese Einschnitte oder Kerben fällt ein gehärteter Stahlcylinder ein, der sich selbst excentrisch um eine verticale unwandelbare Achse dreht. Bei der Einstellung von Grad zu Grad benutzt Girgensohn Mikroskope. Um die Unterabtheilungen eines Grades zu bekommen, verstellt er die Alhidade, welche das Reisswerk trägt etc.

Ungefähr um dieselbe Zeit wurde eine beachtenswerthe Theilmaschine des Engländers Sims (Firma: Troughton and Sims in London) bekannt[4]).

1) Abbildung und ausführliche Beschreibung von Ross' Theilmaschine giebt Barlow in der oben citirten Encyclopaedia metropolit., S. 268, §. 325 etc.

2) Francoeur, Abrégé du grand dictionnaire de technologie, Bruxelles 1837, Tom. I, P. 417.

3) Lenz in Petersburg über die von dem Mechaniker Girgensohn construirte Kreistheilmaschine. Polytechisches Centralblatt, Jahrg. 1844, S. 270.

4) Memoirs of the royal astronomical society, Vol. XV, 1846. Eine kurze Beschreibung nebst einer perspectivischen Ansicht von Sims' Theilmaschine liefert Tomlinson in seiner Cyclopaedia, Vol I, P. 804.

Der grosse Kreis dieser Maschine hat 45 Zoll engl. Durchmesser und ist mit zwei concentrischen Theilungen versehen, wovon die eine (auf Silber) ganz feine Linien für mikroskopische Zwecke besitzt, die andere (unmittelbar auf das Rothgussmetall getragen) stark sichtbar gemacht ist und mit freiem Auge gebraucht werden kann. Die Theilung auf der Ebene des grossen Kreises ist von 5 zu 5 Minuten vollständig ausgeführt, zugleich aber auch der äussere Kreisrand mit eben so viel, d. h. mit 4320 Kerben versehen, in welche eine endlose Schraube greift.

Zugleich hat Sims seine Maschine selbstthätig gemacht, so dass sie beliebig durch ein niedersinkendes Gewicht, durch eine Dampfmaschine etc. in Bewegung gesetzt werden kann. Die ganze Construction erscheint sehr complicirt und dürfte nicht leicht zu handhaben sein.

Die bemerkenswertheste von allen zur Zeit vollständig bekannt gewordenen Kreistheilmaschinen ist jedenfalls die des Mechanikers August Oertling in Berlin, welche dieser Künstler auf Veranlassung der preussischen Regierung erbaute und auf der Berliner Industrie-Ausstellung vom Jahre 1844 zuerst öffentlich producirte [1]).

Oertling's Maschine vereinigt mit dem entschiedensten Charakter von Selbstständigkeit Alles, was bis jetzt von sinnreichen Combinationen und von subtilen vollendeten Ausführungen in dem betreffenden Gebiete bekannt geworden ist, wobei sie sich aber zugleich durch verhältnissmässige Einfachheit und sicheren leichten Gebrauch vor allen Concurrenten ganz entschieden auszeichnet. Heute noch (1875), wie damals (1844), an gewissem Orte [2]), muss man den Ausspruch machen: „Glückwunsch dem Meister Oertling zum gelungenen Werke,“ ohne dabei im Geringsten bezweifeln zu wollen, dass eben so scharfe und genaue Theilungen nicht auch bei anderen Mechanikern ausgeführt werden könnten.

Der Hauptkörper der Oertling'schen Maschine besteht (abgesehen vom Fussgestelle und einem gusseisernen Stützkreise) aus zwei parallel über einander liegenden Kreisen aus Rothmetall, jeder von 36 Zoll preuss. (37 Zoll engl.) Durchmesser. Der untere Kreis trägt eine Centralhülse für den oberen oder Hauptkreis und dient ferner zur Aufnahme eines Einstellungsmikroskopes und von vier Ablesungsmikroskopen zur Anbringung einer Klemmung mit Feinstellungen, und endlich eines Stellwerkes, welches die Schraube ohne Ende trägt.

Der obere Kreis enthält die auf Silberstreifen, hauptsächlich nach Reichenbach unter Anwendung von Fühlhebeln ausgeführte Originaltheilung, wobei die Zahl der gleich weit von einander abstehenden radial gerichteten Striche 21600 ist, d. h. die Theilung wurde von Minute zu Minute wirklich sichtbar aufgetragen. Der äussere Rand des Kreises ist mit 2160 Einschnitten (der Mutterschraube) versehen, so dass jeder Einschnitt den Werth eines $\frac{1}{6}$ Grades oder von 10 Bogenminuten hat. Die Feinheit der zugehörigen

1) Eine genaue vollständige Beschreibung der Oertling'schen Theilmaschine mit vortrefflichen Abbildungen auf 11 grossen Kupfertafeln erschien erst 1850 (Berliner Verhandlungen a. a. O.).

2) Berliner Gewerbe-, Industrie- und Handelsblatt, Bd. 13, 1844, S. 162.

Schraube ohne Ende (Vaterschraube) ist derartig bemessen, dass sechs Windungen derselben einem ganzen Grade der 360 Theilungen entsprechen und folglich zur Hervorbringung eines halben Grades drei Umdrehungen der Schraube erforderlich sind. An der Achse der Schraube befindet sich eine in 120 gleiche Theile getheilte Scheibe, so dass eine Drehung dieser Scheibe um den Abstand zweier Theilstriche einem Bogenwege von $\frac{10 \,.\, 60}{120} = 5$ Secunden gleich kommt [1]. Mit Hülfe von Nonien, Mikrometern und Mikroskopen wird es hiernach möglich, sowohl einzelne, als Bruchtheil-Secunden einzustellen und abzulesen.

Die wesentlichste und scharfsinnigste Verbesserung, welche Oertling bei seiner Theilmaschine anbrachte, ist die Correctionseinrichtung, welche zum Zwecke hat, die Uebereinstimmung der aus der Schraube hervorgebrachten Theilung mit der Originaltheilung auf der Ebene des Kreises zu bewirken, die in Wirklichkeit ganz vollständig nicht vorhanden ist. Man findet nämlich auch hier, dass durchaus gleiche Umdrehungen der endlosen Schraube den grossen Kreis nicht immer genau um denselben Winkel fortbringen, vielmehr die Schraubendrehungen bald grösser, bald kleiner sein müssen, um ein richtiges Einstellen der Theilung hervorzubringen.

Um wenigstens eine Idee von der hierzu getroffenen Anordnung zu bekommen, diene Nachstehendes.

Zuerst ermittelt man durch sorgfältige Versuche, um wie viel bei jedem Theile eines Grades der 360 Theilungen der getheilte Kopf an der endlosen Schraube auf Plus oder Minus gegen den Ablesungsstrich gestellt werden muss, damit eine richtige Einstellung unter dem Mikroskope erfolge, und notirt die so erhaltenen Resultate in einer Tabelle. Um nun mit Hülfe dieser Werthe die Theilung des gedachten Schraubenkopfes und somit die Schraube selbst jedesmal mit dem erforderlichen Plus oder Minus einstellen zu können, brachte man mit der Schraube einen stellbaren Anschlag (eine hebelförmige Hervorragung) in Verbindung, der durch ein Zahngetriebe in Bewegung gesetzt werden kann, welches seine Drehung von dem Rande des Hauptkreises aus empfängt. An der Peripherie des letzteren sind nämlich Stifte angebracht, die eine solche Stellung haben, dass das gedachte Getriebe entweder unterhalb oder oberhalb gefasst und zur Drehung veranlasst wird. Da nun die Stifte in zwei Reihen über einander stehen, und zwar an den Orten, wo der vorgedachten Tabelle entsprechend Correctionen erforderlich sind, so erhellt leicht, dass nach der Drehung, welche dem Triebstocke durch die Stifte ertheilt wird [2], der Ansatz oder das Hinderniss der Schraube auf derjenigen Stelle in den Weg gebracht wird, wo sie Halt machen soll, um den Fehler daselbst zu beseitigen etc.

Aus Vorstehendem ergiebt sich ohne Weiteres, dass jede Kreistheilmaschine aus zwei Hauptorganen, dem Grund- oder

1) Durch eine ganze Umdrehung der Führungsschraube erfolgt eine Drehung des grossen Kreises um $\frac{1}{360 \,.\, 6} = \frac{1}{2160}$ der Peripherie, oder um einen Winkel von 10 Minuten, woraus sich die obige Angabe noch besser erklärt.

2) Diejenigen Stifte, welche das Getriebe oben fassen, wirken auf das Plus, die unterhalb auf das Minus der Correction.

Originalkreise und dem Reisserwerke oder der Stichelführung, besteht, wobei letzteres stets über ersterem liegt.

Während der horizontal liegende Grundkreis so angeordnet ist, dass er sich sicher, sanft und um beliebig grosse und eben so wohl um beliebig kleine Bogentheile um seine Verticalachse drehen lässt, ist der Stichel zum Ziehen kurzer und langer gerader, radial gerichteter Linien von gleichmässiger Dicke geeignet gemacht, sowie ihm ausserdem die nöthige Hebung und Senkung und der erforderliche Druck ertheilt werden kann. Auch ist das Reisserwerk nach der Richtung des Radius verschiebbar, damit der Stichel an die bestimmten Stellen der Peripherie der Kreise hintreffen kann, welche man auf dem Originalkreise zu theilen beabsichtigt. Bei Oertling's Maschine besteht der Stichel aus gut gehärtetem Stahle, während man bei anderen Maschinen wohl auch eine gute Diamantspitze verwendet [1]).

§. 53.

II. Längentheilmaschinen [2]).

Ramsden verdanken wir gleichfalls die erste bemerkenswerthe Längentheilmaschine, deren Anordnung hauptsächlich in

1) Zum speciellen Studium aller dieser Theile können nicht genug die wahrhaft ausgezeichneten, in Kupfer gestochenen Abbildungen der Oertling'schen Maschine in den vorher citirten Berliner Verhandlungen empfohlen werden.

2) Ramsden, Description of an engine for dividing straight lines, 4., London 1799. Ins Französische übertragen von Lalande, deutsch bearbeitet von Geissler und von dem Uebersetzer des Nicholson'schen, bereits oben S. 199 citirten Werkchens. — Schubert, Elemente der Maschinenlehre (Ehrlich's Längentheilmaschine), Zweite Abtheilung, S. 77. — Meyerstein, Ueber eine neue Längentheilmaschine ohne Schraube. (Gewerbeblatt für das Königreich Hannover, Jahrg. 1844, S. 212.) — Holtzapffel, Turning and mechanical manipulation, Vol. II, London 1846. (Donkin's Längentheilmaschine, P. 652.) — Landsberg, Beschreibung einer durch Herrn G. Breithaupt in Kassel construirten Längentheilmaschine. (Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1854, S. 222.) — Dr. Pisko, Die Theilmaschinen von Perreaux in Paris im officiellen österreichischen Berichte über die Weltausstellung zu Paris im Jahre 1867. Bd. I, Heft III, S. 94. — Bourette in Paris, neue Theilmaschine (Armengaud's Génie industriel, 1866, P. 255). — Guyenot, Machine a diviser les mesures linéaires (Publication Industrielle des Machines, Tome 20, P. 567). — Jolly, Deutscher amtlicher Bericht über die Wiener Weltausstellung von 1873. Bd. II, Heft 4, S. 11. Abschnitt „Theilmaschinen". — Lippich, Oesterreichischer officieller Bericht über dieselbe Ausstellung. Gruppe XIV, Section I und II, S. 11.

der Verwendung einer ausserordentlich sorgfältig mit einer besonderen Maschine geschnittenen kurzen Schraube ohne Ende bestand, durch deren Umdrehung eine lange Mutter (eine Art Kerb- oder Zahnstange) und durch diese der zu theilende Gegenstand unter dem Reisserwerke fortbewegt wurde [1]).

Statt dieser Construction hat man auch lange Schrauben und kurze Muttern in Anwendung gebracht, wodurch sich die Maschine vereinfacht, aber auch die Schwierigkeit wächst, Schrauben von einiger Länge völlig fehlerfrei herzustellen.

Eine Theilmaschine letzterer Art stellen die Fig. 168, 169 und 170 (die unten citirte Maschine der Gebrüder Ehrlich in Dresden) in $^1/_8$ der wahren Grösse dar.

Fig. 168.

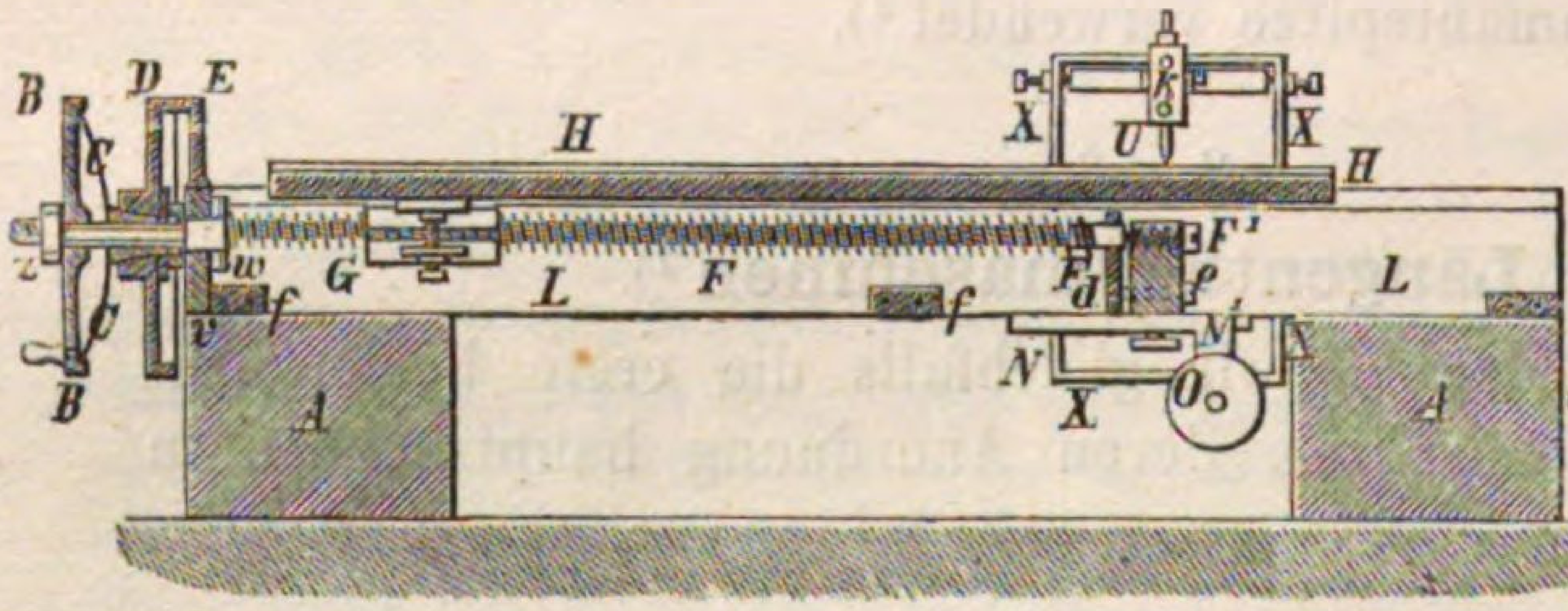
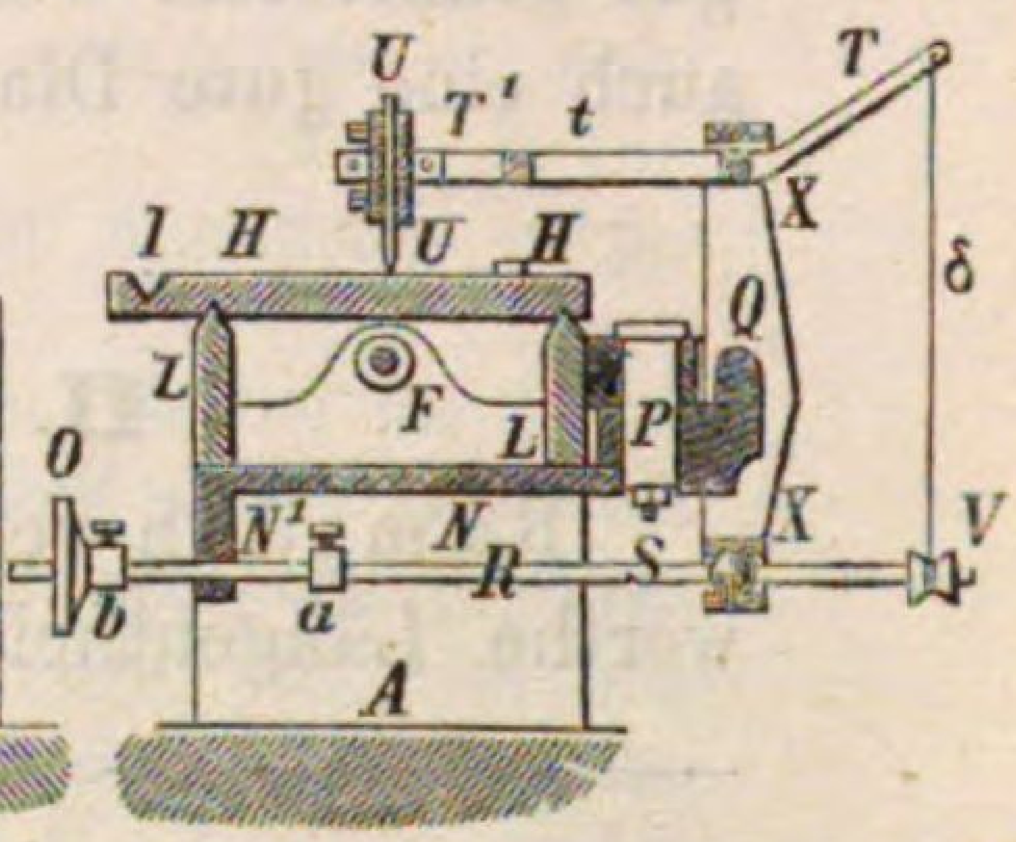
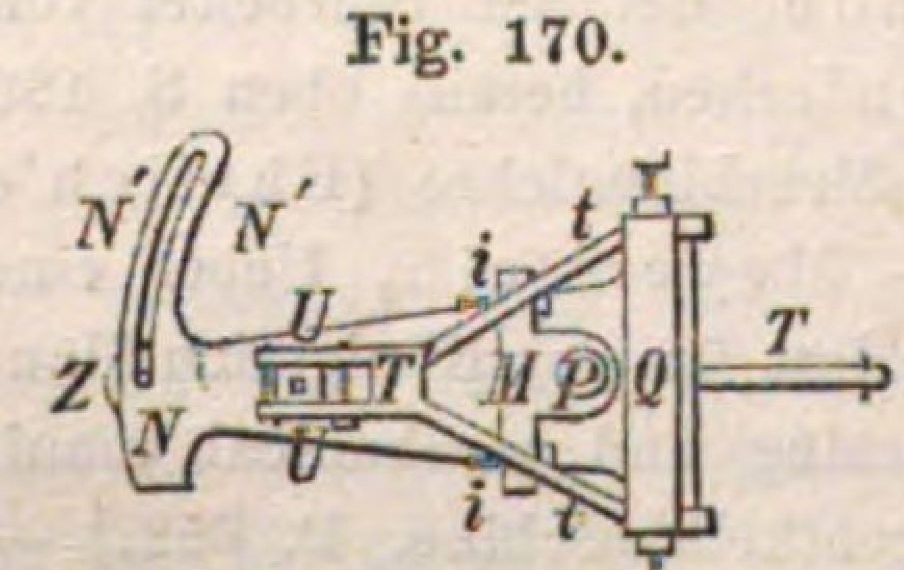


Fig. 169.



Die bemerkte wichtige lange Theilschraube ist dabei mit F, die kurze, aus zwei Hälften bestehende Mutter mit G bezeichnet. Mit letzterer ist der Theiltisch H verbunden, so dass er durch die Schraube seine Bewegung erhält.

Fig. 170.



Die ganze Maschine ruht auf starken Holzklötzen A und ihr Gestell ist drehbankartig mit Wangen L ausgestattet.

Das rechte Ende der Theilschraube F lehnt sich gegen eine Druckschraube F^1 und hat sein Lager in einem Backen d, der mit dem Querstege e verbunden ist.

Das andere, linke Ende der Theilschraube ist in einer Querplatte v gelagert, welche die Stirnflächen der Wangen L verbindet. An letzterer Platte ist noch eine Feder w angebracht, welche die Theilschraube fortwährend gegen die bereits bemerkte Schraube F^1 drückt.

An dem äussersten Ende, links, der verlängerten Schraubenachse F ist eine Scheibe B mit Kurbelgriff zur Umdrehung befestigt, etwas weiter rechts aber eine Scheibe D lose auf einen conischen Muff gesteckt und endlich zwischen

1) Ramsden konnte mit dieser Theilmaschine jede gerade Linie ohne Fehler bis auf den 4000sten Theil eines Zolles theilen.

B und *D* eine Feder *C* (in Gestalt eines Kugelabschnittes mit mehreren Schlitzen versehen) angebracht. Durch das Anziehen einer Schraube *z* lehnt sich *C* gegen den kegelförmigen Muff und veranlasst, dass sich die Scheibe *D* mittelst der hervorgerufenen Reibung auf dem Muffe erhält.

Die cylindrische Mantelfläche der Scheibe *D* ist in 100 gleiche Theile getheilt und correspondirt mit dem feststehenden Nonius *E*, der an der Wangenplatte *e* befestigt ist.

Hiernach wenden wir uns zur Beschreibung des zweiten wichtigen Theiles der Maschine, nämlich zum Reisserwerke.

Es besteht dasselbe im Wesentlichen aus einem Rahmenwerke *XX*, innerhalb dessen ein Arm TT^1 zwischen zugespitzten Pressschrauben gehörig beweglich gemacht ist. Am Ende T^1 dieses Armes ist ein Muff *k* eingeklemmt, in welchem der Stichel oder Linienreisser *U* durch zwei Schrauben festgehalten wird.

Der Rahmen *XX* ist ferner bei *Q* mit einer Platte *N* verbunden, die (wie besonders aus der Grundrissfigur 170 erhellt) in einen Arm N^1 ausläuft.

An die eine Gestellwange *L* ist mittelst Schrauben *i* unverrückbar ein Backen *M* befestigt, der zur Aufnahme eines Bolzens (Zapfens) *P* dient, um welchen die Platte *N* und somit der Rahmen *XX* und Reisser *U* in horizontaler Ebene drehbar gemacht sind. Der im Grundrisse (Fig. 170) sichtbare bogenförmige Ausschnitt (Schlitz) N^1N^1 dient dazu, die Platte *N* durch eine Pressschraube *z* (welche ihr Muttergewinde in *L* hat) nach einer bestimmten Drehung in eine unverrückbare Lage zu bringen.

Vermöge letzterer Anordnungen lässt sich der Reisser *U* nicht bloss rechtwinklig, sondern auch schiefwinklig gegen die Längenrichtung des Theiltisches *H* stellen und bewegen.

Um den Reisser *U* leicht bewegen und sicher begrenzen zu können, je nachdem er kürzere oder längere Linien reissen soll, hat man folgende Anordnung getroffen.

In dem Rahmen *XX* und dem Arme NN^1 findet eine dünne Welle *R* ihre Stütze, welche bei *S* wegen der Drehung des Rahmens *XX* um *Q* mit einem kugelförmigen Lagerzapfen versehen ist. Das eine Ende der Welle *R* steht mit dem Arme TT^1 des Reissers durch eine Schnur δ in Verbindung, welche um ein Röllchen *V* gewickelt ist, während das andere Ende eine Scheibe *O* trägt, die hin- und hergeschoben und von einer Schraube *b* an bestimmter Stelle gehalten werden kann. Ausserdem befindet sich auf der Welle *R* noch ein Muff (Anschlag) *a*, dessen Ort auf der Welle ebenfalls zu verändern ist.

Fasst man nun am geränderten Umfange der Scheibe *O* mit den Fingern an und dreht sie um ihre Achse, so dreht man damit die Welle *R*, wickelt (bei rechter Drehrichtung) die Schnur δ auf die Rolle *V* und hebt den Reisser *U* empor, der auch in letzterer Lage verharrt, sobald der Deckel des Kugellagers bei *S* fest genug angezogen ist.

Sind ferner *a* und *b* so von einander entfernt gestellt, dass ihr Abstand der Länge einer mit dem Reisser zu ziehenden Linie entspricht, so lässt man die Reisserspitze auf die zu theilende Fläche nieder, schiebt *O* und damit die Welle *R* so weit nach rechts, bis die Hülse *b* an dem Arm N^1 (Fig. 169) ausserhalb stösst, und zieht nun, bei *O* anfassend, die Welle *R* in ihrer Längen-

richtung so weit vor, bis sich der Muff *a* gegen die innere Fläche von N^1 legt, so wird während dieser Zeit der Reisser eine Linie in die betreffende Unterlage gerissen oder eingeschnitten haben.

Reicht zum Ziehen grober Theilstriche das eigene Gewicht des Reissers und Zubehörs nicht aus, so belastet man entweder den Arm T^1, oder man bewegt den Reisser mit der Hand.

Will man Linien parallel zur Längenrichtung des Theiltisches ziehen, so ist ein besonderer, in unserer Abbildung nicht vorhandener Reisser aufzubringen, zu dessen Führung eine Vertiefung oder Rinne *I* (Fig. 169) des Tisches *H* dient.

Bei den grösseren und neuesten Längentheilmaschinen ist man wieder zur (Ramsden'schen) kurzen Schraube zurückgekehrt. Eine derartige, auch wegen vielfacher anderer höchst beachtenswerther Anordnungen werthvolle Theilmaschine, von Breithaupt in Kassel construirt und ausgeführt, findet sich in der oben angegebenen Quelle[1]) abgebildet und beschrieben. Hierbei hat die endlose Schraube nur 56 Millimeter Länge und auf diese Ausdehnung 28 Gänge. Das Muttergewinde ist in einem langen Prisma eingeschnitten, auf welchem der zu theilende Gegenstand befestigt wird. Das Reisserwerk verändert seinen Ort nicht, während sich Prisma und der zu theilende Maassstab etc. in der Richtung der Schraubenachse fortbewegen.

Eine eigenthümliche Längentheilmaschine ohne Führungsschraube, die also auch von den Fehlern der letzteren frei ist, hat der Universitätsmechaniker Meyerstein in Göttingen construirt, wobei vorausgesetzt wird, dass man anderweit in den Besitz einer richtig getheilten Länge oder eines Normalmaassstabes gelangt ist.

Das Princip dieser Maschine, wovon sich ein schönes Exemplar in der Maschinen-Modellsammlung der polytechnischen Schule in Hannover befindet[2]), besteht in der Projection des Normalmaassstabes auf die einzutheilende Länge, wozu ersterer unter entsprechendem Winkel gegen letztere gestellt werden muss. Hierzu ist der Normalmaassstab in wagerechter Lage auf einer horizontalen Kreisalhidade befestigt, mit der er sich gemeinsam um eine verticale Achse drehen kann. Ferner wird die Kreisalhidade von einem unbeweglichen Kreisringe concentrisch (dicht anschliessend, ohne die erforderliche Drehung zu hindern) umgeben, der in 360 Grade und von 15 zu 15 Minuten getheilt ist. Die Alhidade ist mit zwei Nonien versehen, um 20 Secunden am Kreisringe ablesen zu können.

Zur Aufnahme aller dieser Theile ist ein schmiedeeiserner rectangulärer Steg vorhanden, der mit beiden Enden am Gestelle der ganzen Maschine in horizontaler Lage befestigt ist. Parallel diesem Stege ist ein starker Cylinder unverrückbar angebracht, der zur Aufnahme und entsprechenden Führung des Reisserwerkes dient.

Dreht man den Normalmaassstab mit der Alhidade innerhalb des getheilten Kreisringes derartig, dass er parallel dem Führungscylinder des Reisser-

1) Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins, 1854.

2) Gewerbeblatt (nicht Mittheilungen des Gewerbevereines) für das Königreich Hannover, Jahrgang 1844, S. 212.

werkes zu stehen kommt, so leuchtet ein, dass man dann die Theilung des Normalmaassstabes copiren kann. Für jeden anderen Fall hat man den Winkel zu berechnen, unter welchen der Normalmaassstab gestellt werden muss damit die Projection desselben der zu theilenden Länge entspricht.

In jeder Beziehung ausgezeichnete Längentheilmaschinen ohne Schrauben und ohne Normalmaassstäbe zu erfordern, besitzen u. A. die Herren Repsold in Hamburg und Oertling in Berlin, worüber leider bis jetzt nirgends etwas veröffentlicht wurde, die jedoch Sachverständigen bereitwilligst von den genannten Künstlern gezeigt werden. Beide Maschinen beruhen auf dem Principe der oben ausführlich erörterten Reichenbach'schen Lufttheilung, wobei man mit Hülfe geeigneter verschieb- und verstellbarer Mittel zuerst eine Theilung der betreffenden Länge ausführt, ohne sie wirklich aufzutragen. Repsold bedient sich dabei sogenannter Fühlniveaus[1]), während Oertling Fühlhebel in Anwendung bringt, die beide mit sinnreichen Mikrometerschrauben in Verbindung gebracht sind.

Schliesslich werde noch einer recht einfachen, bei Längentheilungen für praktische Zwecke (Aräometer-, Büretten-, Thermometer-, Manometer- etc. Scalen) brauchbaren Methode gedacht, welche, unter Voraussetzung eines in gleiche Theile getheilten Normalmaassstabes, auf dem Principe der Aehnlichkeit der Dreiecke beruht, wobei jedoch die absolute Länge der Grundtheilung ganz gleichgültig ist.

Längentheilmaschinen, auf dies Princip gestützt, hat u. A. mehrfach der Inspector Meyerstein in Göttingen ausgeführt.

Der Grund- (Normal-) Maassstab wird dabei unter einen Winkel gestellt, wie dies die einzutheilende Länge erfordert, jedoch ohne Anwendung eines getheilten Kreises. Hierzu hat man dem Grundmaassstabe eine Drehung um eines seiner Enden, und zwar um eine Horizontalachse, gegeben, so dass sich der Maassstab selbst in einer verticalen Ebene bewegt, wodurch zugleich seine Theilung günstig beleuchtet werden kann. Ferner ist der Normalmaassstab mit einer Büchse verbunden, die sich auf einem prismatischen Stabe verschieben und beziehungsweise festklemmen lässt. Parallel mit diesem Stabe ist ein Schlitten angebracht, der entweder aus freier Hand oder mit Hülfe einer Schraube bewegt werden kann und an welchem zugleich das Reisserwerk befestigt ist. Näheres über diese Längentheilmaschine, mit beigegebenen Abbildungen, enthält die unten angegebene Quelle[2]).

Anmerkung. Meyerstein erwähnt in der citirten Abhandlung über seine einfache Längentheilmaschine eines Aufsatzes „Ueber Kreistheilmaschinen" vom Mechaniker Nobert in Greifswalde (Berliner Verhandlungen, Jahrg. 1845, S. 202, mit einer schätzenswerthen Nachschrift Oertling's), wobei angegeben ist, wie man mit Hülfe einer genauen Kreistheilung sehr genaue

1) Abbildung und Beschreibung eines ganz ähnlichen Fühlniveaus findet sich in Bessel's Darstellung der Untersuchungen etc. über das preussische Längenmaas, Berlin 1839, S. 16, Taf. II, Fig. 5 u. 6.

2) Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1861, S. 289.

Längentheilungen darstellen kann. Nobert verfertigte damit u. a. Glasmikrometer, wobei 500 Striche („Fünfhundert Striche") in dem Raume einer halben Linie wirklich gezogen wurden und wobei die Zwischenräume noch etwas breiter sind, als der Theilstrich selbst erscheint, natürlich mit Hülfe guter Mikroskope betrachtet.

Ueber die neueren Längentheilmaschinen von Perreaux in Paris, Bourette und Guyenot ebendaselbst (Literatur S. 257) kann hier des beschränkten Raumes wegen nur Folgendes bemerkt werden. Perraux' Theilmaschine mit langer Schraubenspindel von 1,2 Meter Länge und ebenso andere Maschinen mit Spindeln von 0,5 Meter und 0,3 Meter Länge für Theilungen mit Unterabtheilungen von $^1/_{50}$ Millimeter Länge und endlich seine Mikrometertheilmaschine mit einer Spindel von 2 Decimeter Länge und Schraubengängen von $^1/_{10}$ Millimeter Höhe, wurden bisher noch nicht übertroffen. Die Mikrometermaschine arbeitet automatisch mittelst Uhrwerksbetrieb und lässt sich mit derselben (bei sorgfältig verbreiteter und richtig gestellter Diamantspitze) eine Theilung des Millimeters in 3000 Theile ausführen.

Bourette führt den Schlitten, welcher das zu theilende Stück aufzunehmen hat, durch Einwirkung einer Sperrklinke auf eine gezahnte Stange fort. Dabei ist der Gang der Sperrklinke von einem Mechanismus abhängig gemacht, welcher den Meissel oder Reisser in Bewegung setzt, so dass durch diese Verbindung die Länge der Theilstriche automatisch geregelt werden und die Fortschreitung der Zahnstange nicht eher erfolgen kann, als bis die Marke von dem Meissel ausgeführt worden ist.

Guyenot verwendet eine kurze Schraube und lässt diese auf ein Rad wirken, mit welchem eine Trommel (ein Cylinder) verbunden ist, auf welche sich dünne Stahlbänder wickeln, deren freies Ende mit dem Schlitten verbunden ist, auf welchen man den zu theilenden Gegenstand befestigt hat.

Zweite Abtheilung.

Maschinen zur Verrichtung nützlicher mechanischer Arbeiten.

Erster Abschnitt.

Maschinen zur Aufnahme der Muskelkräfte und des Gewichts von Menschen und Thieren [1]).

§. 54.
Einleitung.

Zur vorheilhaften Benutzung der Muskelkraft des Menschen hat man aus der Gattung der sogenannten einfachen Maschinen wahrscheinlich zuerst den Hebel, als Heb- und Rüstzeug, als Schwengel und Ruder, und in Verbindung mit dem Keile als Schlägel (Hammer) in Anwendung gebracht, während Schleife (Schlitten), Pflug nnd Wagen fast zweifellos als die ältesten Maschinen bezeichnet werden müssen, woran man vierfüssige Thiere arbeiten liess.

1) Borelli, De motu animalium, Rom 1660. (Auszugsweise in Gehler's Physikalischem Wörterbuche, Artikel „Kraft", Bd. 5, Abth. 2, S. 977. Hier wird besonders die Wirkung der Muskeln auf mechanische Gesetze zurückgeführt.) — Desagulier, Cours de physique expérimentale, Paris 1751. (Wegen angestellter Versuche unter den älteren Arbeiten besonders bemerkenswerth.) — Coulomb, Mémoires de l'institut, sciences physiques et mathématiques, Tom. II. (Recherches sur la force des hommes.) Die erste und noch heute höchst beachtenswerthe praktisch-wissenschaftliche Abhandlung, die sich auch theilweise abgedruckt findet in Coulomb's Théorie des machines simples (Ausgabe von 1821), P. 257. Eine deutsche Bearbeitung enthalten Gilbert's Ann. der Physik, Bd. 40, 1812, S. 26. — Schulze, Mémoires de Berlin, Berlin 1785, P. 333. Expériences sur la force que les hommes et les chevaux emploient dans les mouvemens des machines. Eine Reihe von Versuchen, welche zu den grösseren und bedeutenderen des vorigen Jahrhunderts gehören und deren Hauptzweck war, die von Euler

Das **Wellrad** als Haspel, Göpel, Erdwinde, Tretrad und Tretscheibe, in Verbindung mit der **Seilmaschine** als Rolle

1747 und 1752 angegebenen Formeln (man sehe unten S. 268) für die Kraftäusserungen der Menschen und Thiere zu bestätigen. Eine sehr empfehlenswerthe Uebersicht der Schulze'schen Versuche bietet Christian in seinem Traité de mécanique industrielle, Paris 1822, Tom. I, P. 88; ferner auch Langsdorf im Ausführlichen Systeme der Maschinenkunde, Bd. 1, S. 81. — Guényveau, Essai sur la science des machines etc., Paris 1810. Beachtungswerth wegen der werthvollen Versuche über Leistungen von Menschen und Thieren. Angaben hiervon finden sich namentlich in Christian's Traité de mécanique industrielle, Tom. I, P. 95. — Navier in der von ihm besorgten Ausgabe (Paris 1819) der Belidor'schen Architecture hydraulique, P. 393 („de la quantité d'action fournie par l'homme et le cheval dans divers travaux"). Dieser Abhandlung ist eine grosse Tabelle beigegeben, welche Versuchsresultate über die Arbeitsleistungen von Menschen und Thieren enthält, die in die meisten anderen Lehrbücher (gewöhnlich ohne Quellenangabe) übergegangen sind. — Dupin, Géométrie et mécanique des arts et métiers. Die neueste Ausgabe von 1842, die erste von 1825. Von letzterer erschien 1826 eine in Paris besorgte deutsche Uebersetzung unter dem Titel: Geometrie und Mechanik der Künste und Handwerke. Ueber die physischen Kräfte des Menschen und über die Kraft der Thiere handelt in recht ausführlicher anziehender Weise Bd. 3 (Dynamie), die dritte, vierte und fünfte Vorlesung. — Nicholson, The operative mechanic and British machinist, London 1825. Deutsch unter dem Titel: Der praktische Mechaniker und Manufacturist, Weimar 1826. Ausser interessanten Thatsachen aus den Werken Desagulier's, Amonton's und de la Hire's berichtet Nicholson namentlich über Dr. Young's Arbeiten über animalische Kräfte im 2. Bde. von dessen berühmter Naturlehre. — Munke in Gehler's Physikalischem Wörterbuche, Bd. 5, Abthl. 2, S. 970, Artikel „Kraft" (mechanische Muskelkraft). Eine sehr hübsche Uebersicht aller bis zum Jahre 1830 erschienenen Abhandlungen über den fraglichen Gegenstand, unter Anführung der vorzüglichsten Versuchsresultate. — Gerstner, Handbuch der Mechanik, Prag 1833, Bd. 1. Zwei Capitel, wovon das erste handelt „Ueber thierische Kräfte und allgemeine Regeln bei Arbeiten ohne Maschinen," das zweite „Ueber die vortheilhafteste Verwendung der thierischen Kräfte bei einfachen Maschinen". Eine ausgezeichnete Abhandlung, voll interessanter Thatsachen, wobei sich der Verfasser Mühe giebt, eine von ihm aufgestellte Formel (man s. die Note auf S. 267) zur Abschätzung der Kräfte und Arbeiten von Menschen und Thieren bei verschiedenen Geschwindigkeiten und verschiedener Zeitdauer unter Aufführung zahlreicher Beispiele zur Geltung zu bringen. — Coriolis, Du calcul de l'effet des machines, Paris 1832. Die 2. Auflage unter dem Titel: Traité de la mécanique des corps solides et du calcul de l'effet des machines, Paris 1844. Der hierher gehörige, höchst geistreich geschriebene Abschnitt umfasst die Paragraphen 121 bis incl. 125, wobei auch S. 279 eine der Euler'schen nachgebildete Formel zur Berechnung der Menschenkräfte aufgeführt wird. — Combes, Note sur le travail des hommes et des chevaux employé à l'exploitation des mines, Ann. des mines, Troisième serie, Tom. VIII, 1835, P. 425. Eine schöne Sammlung von Erfahrungswerthen, mit besonderer Benutzung der Arbeiten des Bergmeisters Böbert in Karsten's Archiv

und Flaschenzug, vielleicht auch die zur Schraube veränderte schiefe Ebene, dürften einer späteren Periode angehören.

für Mineralogie, Bd. 5, S. 259. — Weber (Wilhelm und Eduard), Mechanik der menschlichen Gehwerkzeuge. Eine anatomisch-physiologische Untersuchung. Göttingen 1836. Das ausgezeichnetste Werk seiner Art, worin sich die Verfasser auch bemüht haben, die Theorie des Gehens, Laufens und Springens der Menschen, gestützt auf zahlreiche Versuche, mathematisch zu begründen. Leider sind die gewonnenen Formeln zu complicirt, um reellen praktischen Gebrauch davon machen zu können. — Poncelet, Introduction à la mécanique industrielle, Deuxième ed., Metz u. Paris 1839. Insbesondere §. 201 und ferner: „Du travail mécanique et des effets utiles développés dans divers circonstances, par les moteurs animés.“ Eine vortreffliche, dem geistreichen berühmten Schriftsteller völlig würdige, wenn auch elementar gehaltene Abhandlung, die jedenfalls gelesen zu werden verdient. — Morin, Aide-mémoire de mécanique pratique, erste Ausgabe 1840, fünfte Ausgabe 1858. Hierher gehörig die als Anhang beigegebenen älteren und neueren Résultats d'observations sur l'effet utile des moteurs et des machines. — Mascheck, Theorie der menschlichen und thierischen Kräfte, Prag 1842. Das Eigenthümliche dieses Werkchens besteht in der Aufstellung einer neuen Formel, welche der Gerstner'schen nachgebildet ist und in einigen besonderen extremen Fällen besser mit der Erfahrung zu stimmen scheint. (Man s. deshalb die Note auf S. 267.) — Combes, Traité de l'exploitation des mines, Paris 1844. Deutsch bearbeitet von Hartmann unter dem Titel: Handbuch der Bergbaukunst, Weimar 1845. Ueber die Leistung der Menschen und Thiere bei der Förderung in Bergwerken wird Bd. 2 (neuntes und zehntes Capitel) berichtet. — Courtois, Traité théorique et pratique des moteurs, Tom. premier, Moteurs animés, Paris 1846. Der Verfasser stellt für Kraft und Arbeit der Menschen und Thiere neue Formeln auf, jedoch ohne mehr Erfolg wie seine Vorgänger. Immerhin ist jedoch dieses Werk den Studirenden zu empfehlen. — Weisbach, Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, zweites Capitel (von den Menschen- und Thierkräften, sowie von den Maschinen zur Aufnahme derselben) und Bd. 3 bei den verschiedenen Maschinen zur Ortsveränderung der Körper. Dies vortreffliche Werk zeichnet sich namentlich auch durch zahlreiche Beispiele über die Leistung der Menschen und Thiere aus, wobei vorzugsweise von der Gerstner'schen Formel Gebrauch gemacht wird. — Giraud-Teulon, Principes de mecanique animale, ou étude de la locomotion chez l'homme et les animaux vertèbres. Paris 1858. In diesem Werke ist der wichtige Gegenstand mehr vom Standpunkte der Anatomie und der geometrischen Mechanik (gegenüber der analytischen Theorie des Gehens etc. seitens der Gebrüder Weber) behandelt. Nichts desto weniger bietet das Werk sehr viel Interessantes und Bemerkenswerthes. — Redtenbacher, der Maschinenbau. Erster Band (1862), S. 431. Besonders beachtungswerth wegen der Einleitung unter der Ueberschrift „Der Mensch und die Thiere als Motoren.“ — Tyndall, die Wärme betrachtet als eine Art der Bewegung. Deutsch bearbeitet von Helmholz und Wiedemann. Für gegenwärtigen Abschnitt besonders des Anhanges wegen (S. 633 bis 642) empfehlenswerth unter der Ueberschrift „Die organische Bewegung in ihrem Zusammenhange mit dem Stoffwechsel.“

An allen diesen Maschinen vermögen Menschen und Thiere (wie überhaupt) nur eine verhältnissmässig kurze Zeit ununterbrochen zu arbeiten, worauf sie zur Erholung und zum Ansammeln frischer Kräfte gezwungen sind, was um so häufiger und andauernder durch Essen, Trinken und Schlafen geschehen muss, je nachdem Race, Klima [1]), Alter, Gewicht, Geschlecht, Uebung, Gewohnheit, Nahrung und Willenskraft (Accordarbeit!) dabei mitwirken [2]).

Andere hierhergehörige bemerkenswerthe Thatsachen sind folgende. Verlangt man, dass der Mensch beim Arbeiten einen verhältnissmässig grossen Druck oder Zug ausübt, so hat man die Geschwindigkeit, womit die Arbeit erfolgt, in gehörigem Maasse geringer zu nehmen; soll die Arbeit mit grosser Geschwindigkeit ausgeführt werden, so erfordert dies eine entsprechende Verminderung des zu bewältigenden Widerstandes, in beiden Fällen aber muss man passende Arbeitspausen eintreten lassen und überhaupt die Gesammtzeit der Arbeit so beschränken, dass nur derjenige Grad von Ermüdung eintritt, welcher in der Ruhezeit wieder ersetzt werden kann und womit zugleich ein Bewahren der Arbeitsfähigkeit, der Gesundheit und Lebensdauer innig verknüpft ist.

Lassen die Umstände eine freie Disposition über die drei Hauptelemente der Arbeit, nämlich Kraft (Widerstand), Geschwindigkeit und Zeit zu, so hat man dem Erfahrungssatze zu folgen, dass es bei allen Arbeiten der Menschen und Thiere mit oder ohne Maschinen stets eine gewisse Kraftäusserung (eine gewisse Widerstandsgrösse), eine bestimmte Geschwindigkeit und eine gewisse Dauer der Arbeit giebt, wobei die grösstmögliche tägliche Wirkung oder Leistung am vortheilhaftesten erreicht wird.

1) Coulomb erwähnt in den Zusätzen zu seiner Théorie des machines simples, P. 297, dass er Terrassementsarbeiten französicher Soldaten sowohl in Frankreich, als unter dem 20. Breitengrade (Martinique) habe ausführen lassen und dabei in letztgedachter Temperatur (wo die Menschen in Wahrheit stets im Schweisse badeten) höchstens halb so grosse Leistungen, unter sonst gleichen Umständen wie unter 45 Grad Breite zu erreichen im Stande gewesen sei.

2) Interessante Beispiele zu obigen allgemeinen Bemerkungen finden sich u. a. in Roscher's vortrefflicher National-Oekonomie, Bd. 1, S. 61. Dort wird auch das Verhältniss der Kraftgrösse von Frau zu Mann (beide im 30. Lebensjahre vorausgesetzt) wie 5 zu 9 angegeben.

Alle genannten drei Elemente sind aber unter sich, eben so wie die betreffenden grösstmöglichen Leistungen, mit der jedesmaligen Maschine verschieden, woran man Menschen und Thiere arbeiten lassen kann, oder die Quantität der producirten Nutzarbeit ist bei gleicher Ermüdung überall nicht einerlei, was unter sonst gleichen Umständen darin seinen Grund hat, dass Menschen wie Thiere nicht in allen Stellungen und unter allen Verhältnissen ihre Muskelkräfte und ihr Gewicht gleich günstig verwenden können, so dass es, speciell beim Menschen, darauf ankommt, ob er stehend mit den Armen, sitzend mit den Füssen, sitzend mit den Armen und Füssen, stehend mit dem Arme und seinem Gewichte, stehend mit seinem Gewichte allein u. s. f. arbeitet, überall noch vorausgesetzt, dass die betreffenden Maschinen sich gleichförmig bewegen, d. h. dass der sogenannte Beharrungszustand eingetreten ist, wobei sich Kraft und Widerstand im Gleichgewichte halten.

Lassen sich bestimmte Arbeiten nicht mit der für die grösstmögliche Wirkung vorgeschriebenen Geschwindigkeit innerhalb der entsprechenden Zeit ausführen, so hat man die Grösse des zu bewältigenden Widerstandes so zu bemessen, dass dennoch die grösste Wirkung so viel als möglich erreicht wird. Leider sind die Gesetze, nach welchen diese Veränderungen vorgenommen werden müssen, noch nicht vollständig bekannt, weshalb auch die betreffenden mathematischen Formeln nur mit äusserster Vorsicht gebraucht werden dürfen, welche als Ausdrücke dieser Gesetze zu verschiedenen Zeiten aufgestellt wurden*).

*) Bezeichnet K denjenigen Widerstand und C die gewisse Geschwindigkeit pro Secunde, womit Menschen und Thiere andauernd während einer Arbeitszeit von täglich T Stunden die grösste mechanische Arbeit oder Wirkung $= \mathfrak{A}$ zu produciren vermögen, so ergiebt sich die Gleichung:

$$1. \quad \mathfrak{A} = 3600\, K C T.$$

Den Widerstand P, welchen das lebende Wesen zu überwinden vermag, wenn die Arbeit mit einer anderen, nämlich mit V Geschwindigkeit pro Secunde während täglich Z Stunden Gesammtzeit erfolgt, erhält man nach Gerstner aus:

$$2. \quad P = K\left(2 - \frac{V}{C}\right)\left(2 - \frac{Z}{T}\right),$$

oder nach Mascheck aus:

$$3. \quad P = K\left(3 - \frac{V}{C} - \frac{Z}{T}\right),$$

so dass dann die täglich verrichtete mechanische Arbeit dargestellt wird durch:

$$4. \quad \mathfrak{A} = 3600\, P . V Z.$$

Zusatz 1. Der menschliche Körper mit seinen vielfachen, nach Gestalt, Dimensionen und Anordnungen ausgezeichneten gelenkigen, biegsamen Gliedern bildet unstreitig die bequemste und zugleich die vollendetste aller bekannten Maschinen, deren Leistungsfähigkeit überdies durch Intelligenz und Willenskraft mächtig unterstützt werden kann. Daher vermag der Mensch, auch selbst ohne Zuziehung äusserer Mittel, gewisse mechanische Arbeiten zu

Für $Z = T$ ergiebt sich aus beiden Formeln:

$$P = K\left(2 - \frac{V}{C}\right).$$

Folgen auf Arbeiten von sehr kurzer Zeitdauer entsprechende Ruhepausen, so kann man $Z =$ Null annehmen, und wenn sodann gleichzeitig $V = C$ vorausgesetzt wird, liefert die Formel Gerstner's: $P = 2\,K$, wogegen die Mascheck's $P = 3\,K$ giebt. Letzterer Werth stimmt besser mit der Erfahrung, wie ersterer. Für $V = 2\,C$ (wenn $Z =$ Null) giebt Gerstner's Formel $P =$ Null, dagegen die Mascheck's $P = K$, ein Fall, der ähnlich bei Feuerspritzen eintritt.

Unter den älteren Formeln hat seiner Zeit die am meisten Vertheidiger gefunden, welche von Leonhardt Euler (Mém. de l'acad. de Berlin 1752) aufgestellt wurde, nämlich:

$$P = K_0\left(1 - \frac{V}{C_0}\right)^2,$$

worin K_0 die grösste Kraft (den grössten Widerstand) bezeichnet, den ein lebendes Wesen ohne Geschwindigkeit ausüben kann, und C_0 die grösste Geschwindigkeit ohne Kraftäusserung ist. Schulz hat a. a. O. durch Versuche $K_0 = 47{,}768$ Kilogr. und $C_0 = 1{,}6021$ Meter ermittelt, während er als vortheilhafteste Geschwindigkeit beim horizontalen Zuge eines Menschen $V = 0{,}757$ Meter setzt, wofür Euler's Formel liefert:

$$P = 47{,}768\left(1 - \frac{0{,}757}{1{,}6021}\right)^2 = 13{,}3 \text{ Kilogr.}$$

Hiernach betrüge ferner die Arbeitsleistung pro Secunde:

$$\mathfrak{A} = P\,V = 10 \text{ Meterkilogr.},$$

sowie die tägliche Arbeitsleistung, wenn $T = Z = 8$ Stunden angenommen wird:

$$\mathfrak{A} = 3600\,P\,V \,.\, Z = 288\,000^{\mathrm{mk}}.$$

Langsdorf (Maschinenkunde, Bd. 1, Abth. 1, S. 83) behauptet, dass nach seinen vieljährigen Erfahrungen 13,3 Kilogr. und 0,757 Meter beziehungsweise die beste Kraft und die beste Geschwindigkeit sei, wenn der Mensch am vortheilhaftesten beim andauernden Ziehen (8 Stunden wirklicher Arbeitszeit) wirken soll.

Zum Vergleiche mit vorstehender Schätzung werde hier noch angeführt, dass Navier (in seiner Bearbeitung der Belidor'schen Arch. hydraul., P. 396) die tägliche (8stündige) Leistung eines Arbeiters, der in horizontaler Richtung fortschreitet und dabei in dieser Richtung einen nützlichen Zug oder Druck ausübt, angiebt zu:

$$207\,360^{\mathrm{mk}},$$

wobei der Zug zu 12^{k} und die Geschwindigkeit pro Secunde zu $0^{\mathrm{m}},6$ gerechnet ist.

Als Mittelzahl und zugleich abgerundet könnte man vielleicht die Arbeit beim andauernden (8stündigen) täglichen Ziehen setzen: $250\,000^{\mathrm{mk}}$, obwohl es dabei noch auf das jedesmalige Gewicht des Arbeiters ankommen wird.

verrichten, die zuweilen fast unnachahmbar sind. Beispiele letzterer Art sind u. a. die vielfachen Geflechte aus Stroh, Bast, Baumruthen, Rohr, die oft trefflichen Geräthe, Schmucksachen und Waffen der Wilden, die Leistungen beim Turnen und bei gymnastischen Schaustellungen etc.

Zu den für unsere Zwecke noch bemerkenswertheren Beispielen von Arbeiten der Menschen ohne Zuziehung von Maschinen gehört u. a. das Ersteigen von Bergen oder von Gebäuden mittelst schiefer Ebenen (Rampen), Treppen und Leitern.

Die stärkste bekannt gewordene derartige Leistung giebt Dupin (a. a. O., S. 74) an, indem er versichert, dass die Führer der Reisenden auf den Alpen leicht einen Marsch von 10 Stunden (nach Abzug der Ruhezeiten) des Tages aushalten, wobei sie immer steigen mit Gewichten beladen, die nie geringer als 12 Kilogr. sind.

Nimmt man nun mit Saussure an, dass bei solcher Steigung eine Stunde Weges einer lothrechten Erhebung von 400 Metern entspricht, setzt ferner das Gewicht eines Mannes 70 Kilogr., so giebt dies eine tägliche Leistung von:

$$82 \,.\, 400 \,.\, 10 = 328000^{mk}.$$

Bei Treppen, deren Gesammthöhe nicht mehr als 20 bis 30 Meter beträgt, lassen sich nach Coulomb in jeder Minute recht gut 14 Meter ersteigen, so dass hiernach die Leistung pro Minute (das Gewicht des steigenden Menschen wieder 70 Kilogr. vorausgesetzt) ist:

$$70 \,.\, 14 = 980^{mk}.$$

Könnte der Mensch diese Arbeit täglich 4 Stunden hindurch verrichten, so betrüge seine tägliche Anstrengung:

$$980 \,.\, 4 \,.\, 60 = 235200^{mk},$$

was jedoch Coulomb nicht für möglich hält, weil der Mensch seine Geschwindigkeit vermindern müsste, wenn er über 30 bis 40 Meter (ohne Unterbrechung) steigen wollte.

Nach der vorhergehenden Angabe Dupin's scheint letzteres Resultat nicht nur möglich, sondern sogar noch nicht die allerhöchste Leistung ohne zu grosse Anstrengung zu sein, da einmal bei Coulomb's Beispiele der Mensch ohne eine andere Last als das eigene Gewicht seines Körpers aufstieg, ein anderes Mal das Treppensteigen bequemer als das Gehen auf einer ansteigenden (bei Bergen gewiss oft holperigen) Fläche ist. Auf der Treppe kann man nämlich den Fuss stets flach aufsetzen und die Gelenke in abwechselnde Bewegung bringen, während man bei der schrägen Fläche mehr die Fussspitzen benutzen muss und die Gelenke und Sehnen einen nicht wenig ermüdenden Druck erleiden.

Höchst wahrscheinlich war bei der Coulomb'schen Treppe das Verhältniss der Höhe (Steigung) zur Breite (dem sogenannten Auftritte) ein äusserst ungünstiges [1]).

1) Die Höhe oder Steigung der Treppenstufen nimmt man gewöhnlich:

in besseren Gebäuden	$6\frac{1}{2}$	bis	$7\frac{2}{3}$	Zoll,
in gewöhnlichen Gebäuden . .	7	„	$7\frac{1}{2}$	„
in Prachtgebäuden	$5\frac{1}{2}$	„	6	„
Nebentreppen	8	„	9	„

Navier (in Belidor's Arch. hydraul.) schätzt die tägliche 8stündige Leistung eines Menschen, der sich unbelastet auf einer sanft ansteigenden Rampe oder leicht steigbaren Treppe erhebt,

$$280\,800^{mk},$$

indem er das Gewicht des Menschen 65 Kilogr. und seine Geschwindigkeit pro Secunde $0^m,15$, also die Arbeit in letzterer Zeit $9^{mk},75$ setzt.

Die Uebereinstimmung mit den vorher angeführten Leistungsgrössen ist unverkennbar, da 65 Kilogr. nicht als das Gewicht des stärksten Mannes anzunehmen sein dürfte.

Wie nicht anders zu erwarten ist, nimmt die Leistung des Menschen beim Treppensteigen um so mehr ab, je grösser die Last ist, die er dabei trägt.

Coulomb liess Holz in Körben in seine Wohnung tragen, was das Aufsteigen auf einer Treppe von 12 Meter Gesammthöhe erforderte und wobei Holz, Korb und Traghaken in Summa 68 Kilogr., der Träger aber 70 Kilogr. wog, so dass das aufwärts zu schleppende Gewicht überhaupt 138 Kilogr. betrug. Da der Arbeiter täglich höchstens 66 solcher Gänge zu machen im Stande war, so ergiebt sich für das Ansteigen eine tägliche Leistung:

$$138 \,.\, 12 \,.\, 66 = 109\,296^{mk}.$$

Rechnet man (mit Coulumb) $^1/_{25}$ hiervon als Arbeitsgrösse für das unbelastete Herabsteigen derselben Treppe, d. i. 4371^{mk}, so erhält man für die Totalleistung:

$$113\,668^{mk}$$ [1]).

Ferner nimmt man,

wenn die Steigung	$= 5^1/_2$ Zoll . . .	den Auftritt $= 13$	bis 14 Zoll,
" " "	$= 6$ " . . .	" " $= 12$	" 13 "
" " "	$= 7$ " . . .	" " $= 11$	" $11^1/_2$ "
" " "	$= 7^1/_2$ " . . .	" " $= 10^1/_2$	" 11 "
" " "	$= 8$ " . . .	" " $= 10$	" $10^1/_2$ "
" " "	$= 9$ " . . .	" " $= 9$	" 10 "

Im Hauptgebäude der polytechnischen Schule zu Hannover ist das Verhältniss der Höhe zum Auftritte wie $7 : 13^1/_2$, in der Berliner Gewerbeakademie wie $6 : 12$, in der Berliner neuen Börse $6^1/_2 : 13$, im Berliner Museum $5^1/_2 : 14$. Bei letzteren Beispielen variiren die Steigungswinkel der betreffenden schiefen Ebenen beziehungsweise von $27^1/_2$ bis $21^1/_2$ Grad.

1) Coulomb hat zur Berechnung der Nutzleistung eines Menschen, der in einem Tage (ausser seinem Körpergewichte) eine Last q auf die Höhe h trägt, folgende Formel entwickelt:

$$qh = \frac{(205 - 1{,}41\,q)\,q}{70 + q},$$

wobei qh die fragliche Leistung in Kilogrammen einen Kilometer hoch erhoben ausdrückt und das Körpergewicht des Menschen zu 70 Kilogr. angenommen ist.

Das Maximum der Nutzleistung erhält man nach dieser Formel für $q = 53$ Kilogr. zu 65 Kilogr. 1 Kilometer hoch erhoben. Ferner zeigt sie, dass die Abnahme der Leistung der Nutzlast proportional ist, sowie, dass für $1{,}41\,q = 205$ der Werth qh gleich Null wird und folglich $q = 145$ Kilogr. das grösste Gewicht ist, welches ein mittelstarker Mensch nur eine kleine Strecke weit forttragen kann.

Nach sorgfältigen Beobachtungen, welche Combes[1]) in französischen Bergwerken anstellte, ergaben sich folgende Resultate bei Trägern, welche Lasten auf Höhen emportrugen:

In der Grube zu Firminy stieg jeder mit 60 Kilogr. Steinen beladene Arbeiter täglich 40 Mal auf 24,27 Meter verticale Höhe, was eine tägliche Leistung giebt von:

$$130 \,.\, 24{,}27 \,.\, 40 = 126\,204^{mk},$$

dabei wieder das eigene Gewicht des Menschen zu 70 Kilogr. vorausgesetzt.

Zu Roche-la-Molière belud sich jeder Träger mit einem Gewichte von 51 Kilogr. Steinkohlen, womit er eine Höhe von 7,52 Meter täglich 135 Mal zu ersteigen hatte. Die tägliche Arbeitsleistung betrug also, das Gewicht des Mannes wieder zu 70 Kilogr. angenommen:

$$121 \,.\, 7{,}52 \,.\, 135 = 122\,839^{mk}.$$

Zusatz 2. Um einen soweit als möglich rationellen Maassstab für den Höhengrad der Leistung (den Wirkungsgrad, das Güteverhältniss S. 239) eines Menschen zu erhalten, welcher mechanische Arbeiten verrichtet, kann man, nach dem Vorgange von Dr. Mayer[2]), Redtenbacher[3]) u. A. den menschlichen Organismus als eine calorische Maschine, d. h. als einen Motor betrachten, wobei diejenige Wärme als bewegende Arbeit auftritt, welche durch das Verbrennen (Oxydiren) des in den Nahrungsmitteln enthaltenen Kohlenstoffes zu Kohlensäure und des Wasserstoffs zu Wassergas entwickelt wird.

Als ungefähre Mittelzahl lässt sich hierzu annehmen, dass ein gesunder mittelstarker (nicht zu alter) Mann binnen 24 Stunden 252 Gramm = 0,252 Kilogr. Kohlenstoff[4]) zu Kohlensäure verbrennt und zugleich 15,58 Gramm = 0,01558 Kilogr. Wasserstoff[5]) in Wassergas umwandelt.

Da nun durch das Verbrennen von 1 Kilogr. Kohlenstoff 8080 Wärmeeinheiten (Calorien)[6]) entwickelt werden und ebenso durch das Verbrennen von 1 Kilogr. Wasserstoff 34462[7]) solche Wärmeeinheiten, so erhält man für das gesammte Quantum dieser Verbrennungs- (Ernährungs-) Wärme:

$$0{,}252 \times 8080 + 0{,}01558 \times 34462 = 2036{,}16 + 436{,}92^{8)} = 2473{,}18 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

1) Bergbaukunst, deutsch von Hartmann, Bd. 2, S. 186.

2) Die Mechanik der Wärme. Stuttgart 1867, S. 62 ff.

3) Der Maschinenbau. Mannheim, 1862, Bd. 1, S. 433 ff.

4) Nach Lehmann's Lehrbuch der physiologischen Chemie, Bd. III, S. 461 ff., oxydirt, d. i. verbrennt ein erwachsener Mensch durch die Nahrungsmittel binnen 24 Stunden 0,289 Kilogramm Kohlenstoff zu Kohlensäure, während Redtenbacher (a. a. O. S. 433) dies Kohlenstoffquantum zu 0,2514 Kilogr. angiebt und ferner Gorup-Besanez in seinem Lehrbuch der physiologischen Chemie, 1875, Bd. III, S. 773, dafür 0,216 Kilogr. setzt.

5) Das Mittel aus den betreffenden Werthen Lehmann's, der 0,0186 Kilogr. und Redtenbacher's, der 0,01256 Kilogr. angiebt.

6 u. 7) Nach Favre und Silbermann in Poggendorf's Annalen der Physik etc., Bd. XII (1857), S. 347. Nach Dulong (Dr. Mayer, a. a. O. S. 31) soll die Verbrennungswärme des Kohlenstoffes sogar 8558 Wärmeeinheiten betragen.

8) Dr. Mayer (a. a. O. S. 71) bemerkt, dass man die Verbrennungswärme des Wasserstoffes nahezu = $^1/_4$ von der des Kohlenstoffes annehmen könne.

Vom Dr. Mayer wurde (1842) zuerst bestimmt ausgesprochen und durch Versuche erwiesen, dass Wärme und mechanische Arbeit äquivalent sind und das Arbeitsäquivalent der Wärmeeinheit (nach den allerjüngsten Ermittelungen) 425 Meterkilogramm beträgt[1]), d. h., dass durch eine mechanische Arbeit von 425 Meterkilogramm eine Wärmemenge erzeugt wird, durch die man ein Kilogramm Wasser von 0° auf 1° Celsius erwärmen kann, so wie umgekehrt, dass jede Wärmeeinheit einer mechanischen Arbeit gleich 425 Meterkilogramm entspricht.

Hiernach ergiebt sich, dass die vorher berechnete Ernährungswärme eines Mannes einer Leistungsfähigkeit oder einer mechanischen Arbeit entspricht, welche gleich ist

$$2473{,}18 \times 425 = 1\,051\,100 \text{ Meterkilogr.}$$

Vergleicht man damit die Seite 269 ff. verzeichneten mechanischen Arbeiten der Menschen beim Berg- und Treppensteigen, so ergiebt sich als Nutzwirkung oder als Güteverhältniss $= \mathfrak{g}$ (S. 239) des menschlichen Organismus

beim Bergsteigen (nach Dupin und Saussure) . . . $\mathfrak{g} = \frac{328\,000}{1\,051\,100} = 0{,}31$;

beim Treppensteigen (nach Coulomb) $\mathfrak{g} = \frac{235\,200}{1\,051\,100} = 0{,}22$;

„ „ (nach Navier) $\mathfrak{g} = \frac{280\,800}{1\,051\,100} = 0{,}26$.

Hieraus kann man, als ungefähren Mittelwerth, $\mathfrak{g} = 0{,}26$ entlehnen und annehmen, dass bei vorbemerkten Arbeiten die reine Nutzwirkung des Menschen 26 Procent von der Arbeit beträgt, welche der Wärme entspricht, die sich aus den täglich eingenommenen Nahrungsmitteln entwickelt. Es gehen demnach 74 Procent Wärme durch Transpiration, durch die Excremente etc. für die Kraftentwickelung des Menschen verloren.

Hieraus darf man jedoch keineswegs schliessen, dass der menschliche Organismus an sich eine unvortheilhafte calorische Maschine ist. Einer guten Dampfmaschine, welche beispielsweise pro Stunde und pro Pferdekraft nur zwei Kilogramm Steinkohlen verbraucht, durch deren Verbrennung 1 Kilogramm (mit Sicherheit bei gewöhnlicher Dampfkesseleinrichtung) 5000 Wärmeeinheiten entwickelt werden, entspricht, wenn man (wie S. 213) die Arbeitsleistung einer Maschinenpferdekraft zu 75 Meterkilogramm pro Secunde rechnet, doch nur ein Güteverhältniss von

$$\mathfrak{g} = \frac{75 \,.\, 3600}{2 \,.\, 5000 \,.\, 425} = 0{,}063.$$

1) Dr. Mayer in Heilbronn (Würtemberg) berechnete (1842) zuerst das „mechanische Aequivalent der Wärme" zu 365 Meterkilogramm, was sich später (wegen damals noch ungenauer Bestimmung der specifischen Wärme der atmosphärischen Luft) grösser und zwar besonders durch die zuverlässigen Versuche des Engländers Joule zu 423,55 Meterkilogr. herausstellte. Die allerneuesten Ermittelungen liefern die oben gesetzten 425 Meterkilogramm. Man sehe hierüber (meines Neffen) Dr. Richard Rühlmann's „Handbuch der mechanischen Wärmetheorie." Braunschweig 1873, S. 15, S. 35 und S. 221.

Wir benutzen hier die Gelegenheit, unseren (nicht mathematisch gebildeten) Lesern das vortreffliche Werk Tyndall's (von Helmholz und Wiedemann ins Deutsche übertragen) zu empfehlen, welches betitelt ist: „Die Wärme als eine Art der Bewegung." Braunschweig 1867, S. 50 ff. Man sehe über vorstehenden Gegenstand auch den Nachtrag Nr. 9 am Ende dieses Bandes.

Hiernach würde der menschliche Organismus eine circa 4 Mal bessere calorische Maschine als eine gute Dampfmaschine sein, wäre das Heizmaterial des Menschen, d. h. seine Nahrung nicht fast 30 Mal theuerer als die Steinkohlen, welche man zum Betriebe der Dampfmaschinenkessel verwendet.

Erstes Capitel.

Maschinen zur Aufnahme der Menschenkräfte [1]).

§. 55.

Unter den Maschinen, wobei der Mensch an einer Stelle stehend mit seinen Armen auf- und abwärts, hin und her, ziehend oder drückend wirkt, kommen unter den mannigfachsten Gestalten diejenigen vor, welche sich auf den einarmigen oder doppelarmigen Hebel gründen und die man je nach Anordnung und Verwendung mit dem Namen Schwengel, Zug- und Druckbaum, Balancier, Heblade etc. bezeichnet [2]).

Im Allgemeinen wird der Hebel weniger wegen seiner grossen Nutzleistung, als deshalb in Anwendung gebracht, weil er verhältnissmässig einfach ist und auch ohne Schwierigkeit

1) Borgnis, Traité complet de mécanique appliquée aux arts. Composition des machines. Ein reichhaltiges Ideenmagazin. Paris 1818. „Récepteurs mus par les hommes;" §. 18 etc. — Christian, Traité de mécanique industrielle, Paris 1822, Tom. I, Chap. XIII. „Des différens modes d'appliquer la force de l'homme." — Langsdorf, Ausführliches System der Maschinenkunde, 1826, Bd. 1, Abtheil. 1, §. 272 etc. — Gerstner, Handbuch der Mechanik, Prag 1833, Bd. 1, Cap. 2, Verwendung der menschlichen und thierischen Kräfte bei Maschinen. — Baumgartner, Die Mechanik in ihrer Anwendung auf Künste und Gewerbe, Wien 1834, zweites Capitel, Maschinen durch Menschen und Thiere bewegt, §. 242 etc. Ein populär, aber vortrefflich geschriebenes Werk. — Rittinger, Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinenbau- und Aufbereitungswesen, Wien 1851 bis 1874, Maschinen zur Aufnahme menschlicher und thierischer Kräfte. Höchst schätzenswerthe Mittheilungen über Maschinenconstructionen und Leistungen aus dem Gebiete des österreichischen Berg- und Hüttenwesens. — Weisbach, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Bd. II, vierte Auflage (1865), zweites Capitel. Vollständiger noch im vierten Bande der Allgemeinen Maschinenlehre, viertes Capitel ff.

2) Es verdient vielleicht hier ausdrücklich bemerkt zu werden, dass eine vollständige Aufzählung und Besprechung von Maschinen, woran Menschen wirken, erst in den folgenden Bänden Platz finden kann.

die Aufstellung und das Anfassen von mehreren Arbeitern zugleich gestattet.

In der Regel ist es vortheilhafter, den Menschen am Hebel beim Niedergange (ziehend), als beim Aufgange (schiebend) arbeiten zu lassen, weil sein Gewicht mitwirkt und seine Armmuskeln (mit Bezug auf die erforderliche Körperstellung) weit leichter einen Druck unter sich, als über sich auszuüben gestatten, d. h. dass man die Anordnung etwa so trifft, wie Fig. 171 zeigt, wo

Fig. 171.



man sich den Drehpunkt *c* des Hebels *a* nach rechts hin liegend zu denken hat, die Zugstange *b* aber so angebracht ist, dass der betreffende Handgriff am unteren Ende derselben in der Hüftengegend des Menschen liegt, wenn der Hebel *a* die horizontale Lage angenommen hat. Wichtig ist es ferner noch, darauf zu achten, dass der Schwingungsbogen des Hebels nicht zu gross, sondern immer mit Rücksicht darauf genommen wird, dass der Mensch je nach seiner Grösse nicht gut mehr als $0^m,45$ bis $0^m,60$ über oder unter sich heben, oder einen Gesammtweg von nicht mehr als $0^m,90$ bis $1^m,20$ zurücklegen kann, wenn für ihn keine nachtheilige Ermüdung eintreten soll.

Muss man zur Bewältigung verhältnissmässig bedeutender Widerstände eine sehr grosse Anzahl von Arbeitern zugleich am Hebel arbeiten lassen (wie beispielsweise an den neueren Ankerwinden und bei den Feuerlöschspritzen), so stellt man die Mannschaften am besten gleichmässig zu beiden Seiten des (doppelarmigen) Hebels auf und lässt sie abwechelnd nur niederdrückend wirken.

Fig. 172.

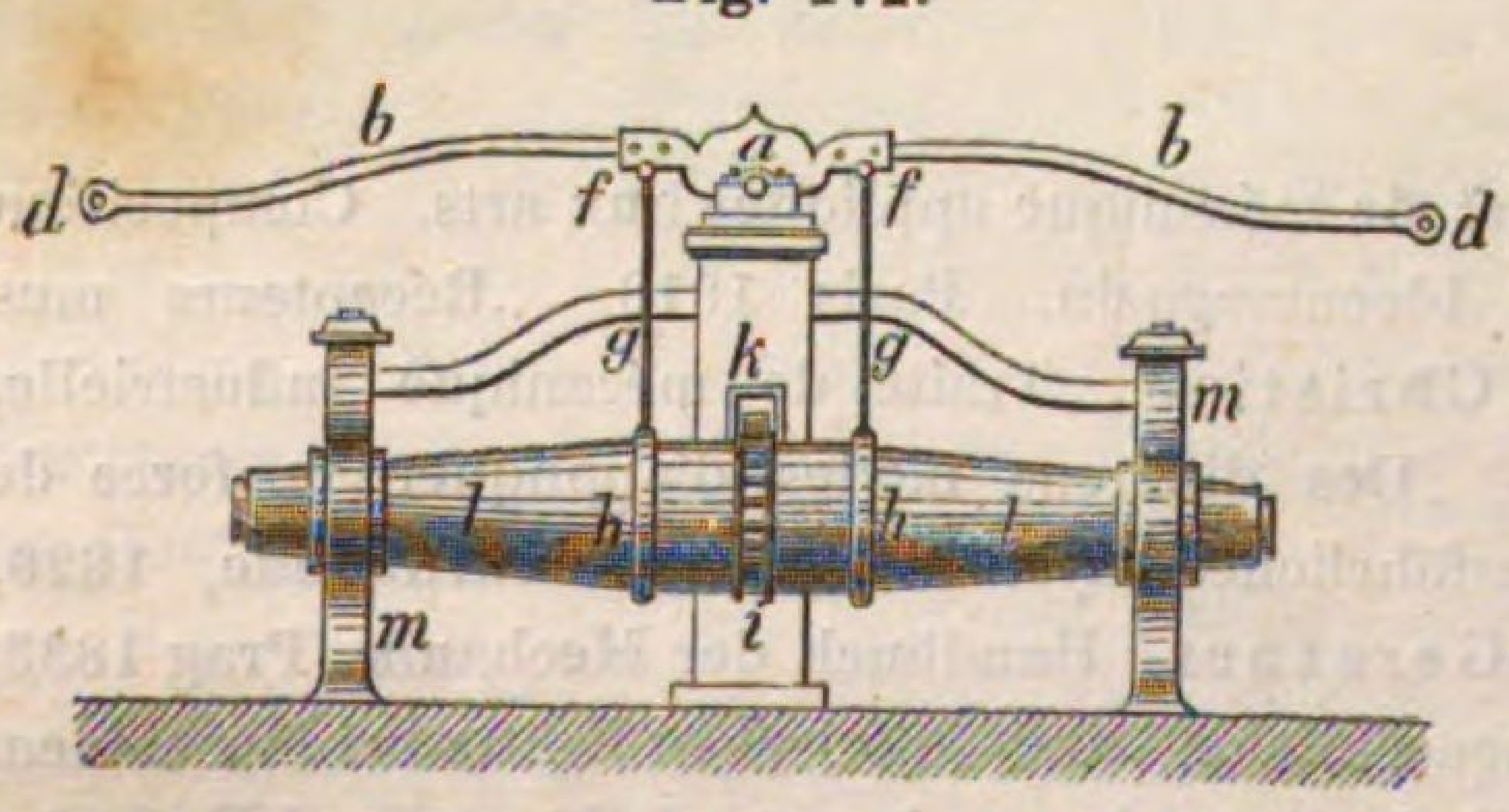
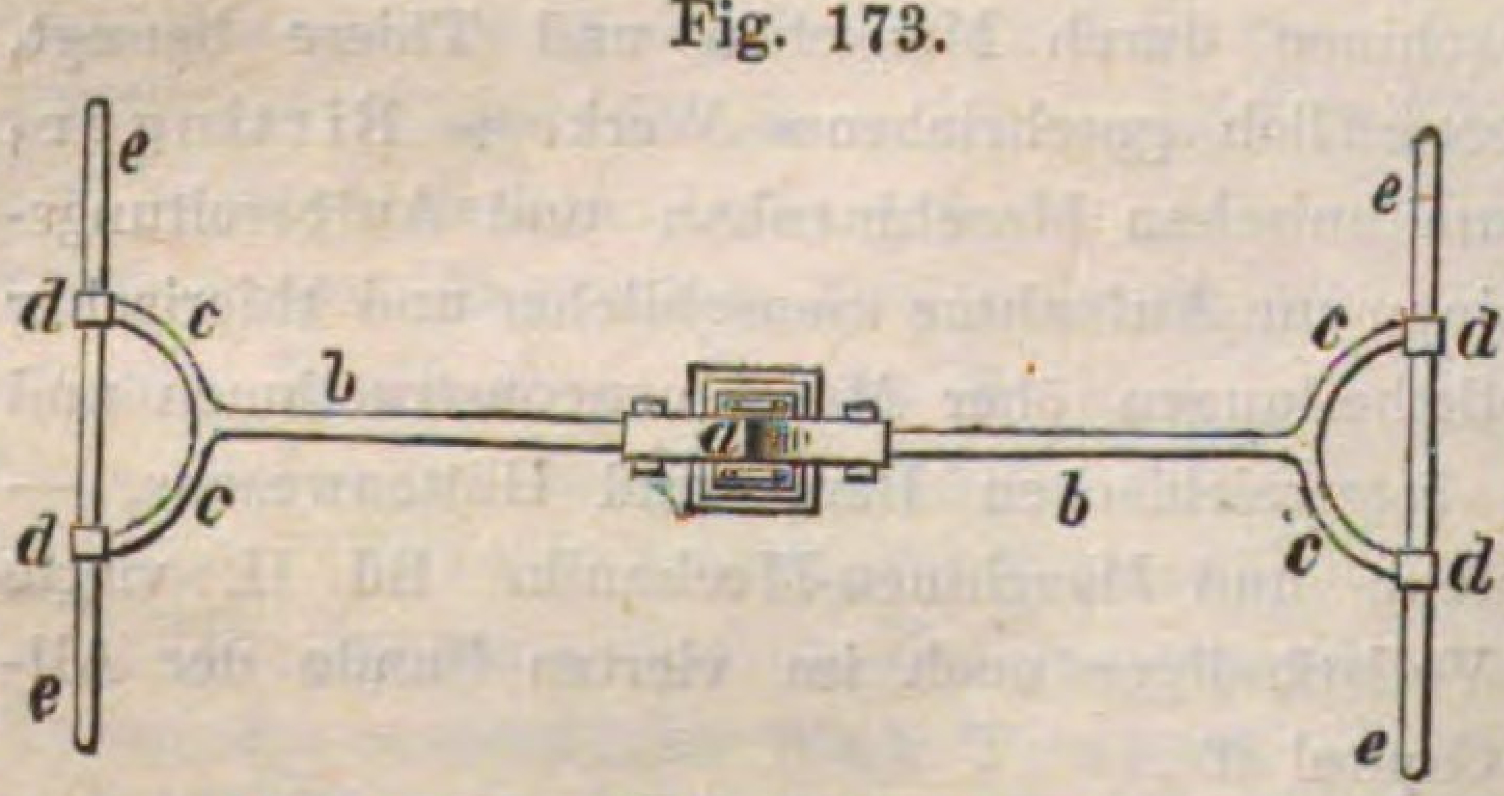


Fig. 173.



Die Anordnung eines solchen Hebelwerkes (Ankerwinde von L e n o x in London) zeigt Fig. 172 im Aufrisse und Fig. 173 im Grundrisse. Hier bildet der Hebel einen kräftigen Balancier (Schwingbaum) *a b d*, dessen Drehachse in *a* gehörig unterstützt ist, während seine Enden, Bügel oder Gabeln *c* mit derartigen Hülsen *d* ausgestattet sind, dass man bequem Druckbäume *e* hindurchstecken und eine gehörige Zahl von Arbeitern gleichzeitig wirken lassen kann.

Der hier zu bewältigende Widerstand wird von Zugstangen *f* mittelst Schub- und Sperrklinken *hik* auf die hölzerne Welle *l* übertragen, die sich mit ihren Endzapfen in gehörigen Lagern der festen Ständer *m* drehen kann.

Beobachtungen und Messungen zur Beurtheilung der andauernden täglichen Wirkung eines Arbeiters bei sonst möglichst vortheilhafter Aufstellung desselben am Hebel, sind leider so wenige vorhanden, dass nur ein einziger Werth, von Morin [1]) angegeben, als wirklich zuverlässig bezeichnet werden kann. Hiernach ist die mittlere Kraft $K = 5$ Kilogr., die mittlere Geschwindigkeit $C = 1^{m},10$, daher die Leistung pro Secunde $= 5^{mk},50$ und demzufolge die gesammte tägliche Arbeitsleistung $T = 8$ Stunden als continuirlich gerechnet:

$$3600\, K\, C\, T = 158\,000^{mk}\ ^{2)},$$

Dauert die Arbeit nur einige Minuten oder gar bloss Secunden, so lassen sich Kraft und Geschwindigkeit bedeutend vergrössern und für eine solche kurze Zeit sehr hohe Leistungen entwickeln.

Bei einer vom Verfasser angestellten Probe mit Feuerlöschspritzen [3]) arbeiteten die Mannschaften zwei Minuten lang ununterbrochen mit einem durchschnittlichen Drucke von 8,77 Kilogr. und mit 1,94 Meter Geschwindigkeit, wonach sich die Leistung pro Secunde berechnet zu:

$$P\, V = 8,77 \,.\, 1,94 = 17^{mk},0.$$

Dieser Werth stimmt verhältnissmässig gut mit den Annahmen Weisbach's (a. a. O., Bd. 3, Abth. 2, S. 907) überein, welcher beim Arbeiten an der Feuerspritze setzt:

$$P\, V = 10^{k},53 \,.\, 1^{m},57 = 16^{mk},53.$$

Die allergrösste wohl überhaupt gemessene Leistung eines Menschen, der am Hebel, und zwar in einem Boote sitzend, arbeitete, hat (nach Dupin, a. a. O. Bd. 3, S. 79) der Engländer Buchanan beobachtet, indem der Angriffspunkt des 44 Kilogr. grossen Widerstandes während 4 Secunden längs eines Weges von 2,348 Meter überwunden wurde, was eine Gesammtleistung von $104^{mk},237$, also pro Secunde ergiebt:

$$P\, V = 26^{mk},059.$$

Hiernach würde das Ruder, wobei der Mensch sitzend zugleich seine Füsse angemessen gegen den Boden des betreffenden Fahrzeugs stemmen kann, die vortheilhafteste Verwendung des Hebels als Betriebsmaschine sein.

Zusatz 1. Unter manchen Umständen lässt sich durch geschickt angeordnete Dispositionen oder anderweite oft sehr einfache Mittel eine sehr be-

1) Aide-mémoire de mécanique pratique, Artikel „Resultats d'observations".

2) Müsste man die Geschwindigkeit, womit der Arbeiter den vorhandenen Widerstand zu überwinden hat, halb so gross nehmen, wie die angegebene, welche der grössten täglichen Wirkung entspricht, während die tägliche Gesammtarbeitszeit dieselbe, d. h. 8 Stunden, bleibt, so würde sich die Grösse des zu überwindenden Widerstandes mit Hülfe der Gerstner-Mascheck'schen Formel ergeben zu:

$$P = 5,5\left(2 - \frac{0,55}{1,10}\right) = 8^{k},25,$$

sowie man dann für die tägliche Gesammtleistung erhielte:

$$3600\ P\, V Z = 130752^{mk},$$

ganz natürlich weniger, wie oben angegeben wurde.

3) Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1850, S. 228.

deutende Vergrösserung der am Hebel wirkenden Kräfte herbeiführen, wovon u. a. die (schon von Gerstner angegebene, als eine französische Erfindung bezeichnete) Heblade (auch Waldteufel genannt) zum Ausreissen von Bäumen mit ihren Wurzeln ein Beispiel ist [1]).

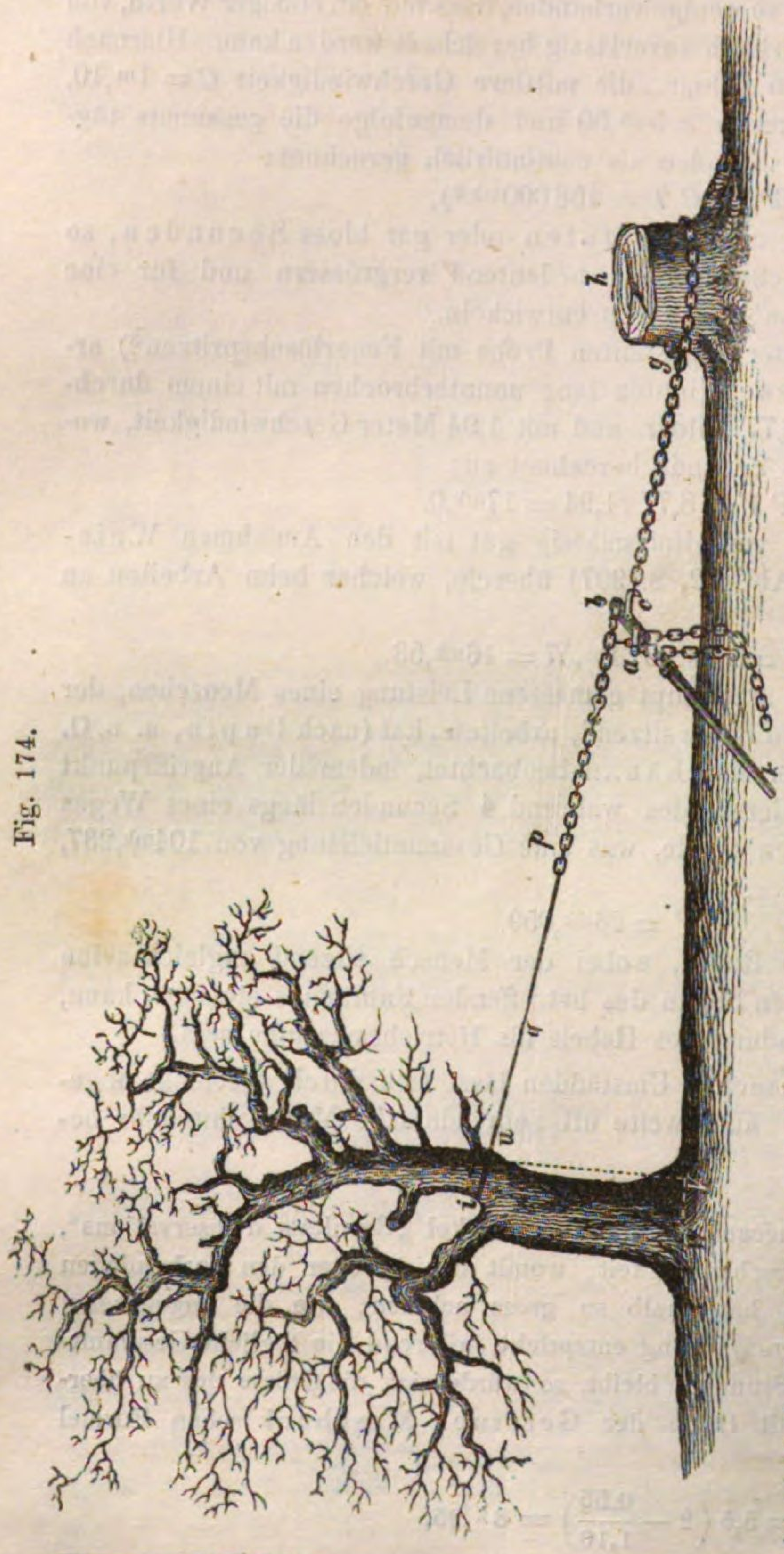


Fig. 174.

Fig. 174 stellt die betreffende Anordnung in ihrer Zusammenstellung dar. Der Hebel *bk*, dessen unveränderlicher Drehpunkt *c* dadurch gebildet ist, dass man von einem entsprechenden Haken aus eine Kette nach einem in der Nähe befindlichen Baumstumpfe *g h* führte und dort gut befestigte; wird bald als einarmiger, bald als doppelarmiger Hebel benutzt, je nachdem man ein Drahtseil *iuq*, welches am auszureissenden Baume in entsprechender Höhe *iu* befestigt ist, mit einem zweiten Haken *b* oder mit einem dritten Haken *a* in Verbindung setzt. Hat man, wie in der Abbildung, den Haken am Ende des Kettenstücks *b* in die Kette *p* eingehangen, so drehen die Arbeiter, bei *k* anfassend, den Hebel so, dass sich ihr Angriffspunkt dem umzureissenden Baume, das Hebelende *b* aber dem Baumstumpfe *gh* nähert. Hiernach wird nach und nach der Punkt *a* dem Kettenstücke *p* nahe gebracht, so dass endlich der Haken am Kettenende von

1) Vor einiger Zeit hat man auch in der Provinz Hannover diesen sogenannten Waldteufel wieder mehrfach in Anwendung gebracht, worüber ein ausführlicher Aufsatz des Verfassers (mit detaillirter Werkzeichnung der Heblade) in den Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1859, S. 84, handelt.

a in die Glieder von *p* gehangen, die Kette *b* aber ausgelöst werden kann, worauf die Drehbewegung des Hebelendes *k* nach der entgegengesetzten Seite (d. h. nach dem Baumstumpfe *hi* hin) beginnen kann, welches Spiel so lange fortgesetzt wird, bis die Spannung des Drahtseiles *ig* so gross geworden ist, dass sie, durch den sich natürlich bildenden Winkelhebel *u V W* (wobei *V* der Dreh- und *W* der Widerstandspunkt ist) vergrössert, das Ausheben des Baumes aus dem Boden, worin der Baum gewachsen ist, zu bewirken vermag.

Beachtet man, dass bei den um Hannover herum angewandten Exemplaren die Entfernung $\overline{cb} = 5^1/_2$ Zoll engl., dagegen die $\overline{ck} = 188^1/_2$ Zoll ist, und nimmt man das Hebelverhältniss $\frac{\overline{Vu}}{\overline{VW}} = \frac{33}{1}$ an, so wird hierbei die Kraft *P* am Hebelende *k* um das

$$\frac{277}{11} \cdot \frac{33}{1} = 831\text{fache}$$

vergrössert.

Wie sich der Kostenpunkt beim Arbeiten mit dieser Maschine gegenüber der gewöhnlichen Methode (dem sogenannten Auskesseln) des Baumfällens stellt, ist aus der vorher citirten, vom Verfasser geschriebenen Abhandlung zu entnehmen.

Ueber eine andere derartige Maschine zum Ausziehen der Wurzeln starker Bäume (auch Stockrodemaschine genannt) wird in der unten bezeichneten Quelle [1]) berichtet. Den Haupttheil der betreffenden Maschine bildet hier eine vertical gerichtete Schraube, deren Mutter im horizontalen Holme des zugehörigen bockförmigen Gestelles (Gerüstes) befindlich ist.

Die ganze Anordnung erinnert einigermassen an die Locomotiv-Schraubenwinde, welche Bd. IV, S. 390 unseres Werkes besprochen und durch Abbildungen erläutert wird.

Zusatz 2. Eine ebenso interessante, wie für ähnliche Fälle nutzbare Beobachtung und Berechnung einer eigenthümlichen Hebelarbeit, nämlich mit dem Spaten festen Erdboden in Gartenland umzuwandeln, hat Coulomb vorgenommen und (a. a. O.) mitgetheilt.

Ein starker, verständiger und an die Arbeit mit dem Grabscheite gewöhnter Mann grub (bei 20 Spatenstichen pro Minute) in einem (langen, schönen) Sommertage 181 Quadratmeter Landfläche (schwerer Boden des Departements d'Eure et Loire) um [2]), wobei er die Stiche durchschnittlich $0^m,25$ tief machte, nachher ungefähr 6 Kilogr. Erde auf $0^m,4$ Höhe hob und beziehungsweise wieder fallen liess. Da er hierbei $181 \,.\, 0,25 = 42,25$ Cubikmeter Erde bewegte und ein Cubikmeter derselben 1898 Kilogr. wog, so hatte er eine Nutzarbeit verrichtet von $1898 \,.\, 45,25 \,.\, 0,4 = 34353^{mk},8$, die jedoch Coulomb räth auf

$$42941^{mk}$$

zu erhöhen, um das Gewicht des Spatens = 1,70 Kilogr. in Rechnung zu bringen.

1) Uhland, Der praktische Maschinen-Constructeur. 6. Jahrgang (1873), S. 137.

2) Der Boden wird im Originale als vortrefflicher Kornboden bezeichnet, der sich zwar in dem mittleren Zustande zwischen Feuchtigkeit und Trockniss befand, aber dennoch sehr fest war.

Zur Angabe der überhaupt verrichteten Totalarbeit war noch zu ermitteln, welche Arbeit das Einstechen des Spatens auf 25 Centimeter Tiefe, das Zermalmen der Schollen und das Egalisiren der Oberfläche erforderte.

Die zu jedem Stiche nothwendige Kraft veranschlagte Coulomb so, dass er 20 Kilogr. zum ersten Angriffe, nachher aber nur 12 Kilogr., überhaupt aber 15 Kilogr. rechnete, wodurch sich dieser Theil der Tagesarbeit mit Berücksichtigung, dass überhaupt 14326 Stiche geschahen, ergab zu:

$$15 \,.\, 0{,}25 \,.\, 14326 = 53685^{mk}.$$

Addirt man zu letzterem den vorigen Werth von 43941^{mk}, so erhält man: 96626^{mk}. Fügt man endlich hierzu noch die Arbeit, welche das bemerkte Zerkleinern etc. der gehobenen Erde erforderte, nach Coulomb etwa $\frac{1}{20}$ des letzteren Werthes, so wird man nicht sehr von der Wahrheit entfernt bleiben, wenn man schliesslich für die Gesammtarbeit die runde Zahl von

$$100\,000^{mk}$$

setzt.

Zusatz 3. Bei Weitem unvortheilhafter arbeitet der Mensch an der sogenannten Rolle, wenn diese fest ist und an einem Ende des über sie gelegten Seiles eine Last hängt, die der Mensch, am anderen Ende anfassend, emporzieht, wobei er seine Armmuskeln anstrengen muss, jedoch, mit den Füssen an derselben Stelle bleibend, den ganzen Körper in eine nicht sehr vortheilhafte Bewegung zu versetzen hat.

Coulomb schätzte eine solche Arbeit ab, wo man Wasser aus einem Brunnen dadurch hob, dass an jedem der beiden Seilenden ein Wassereimer befestigt war, so dass immer ein gefüllter Eimer aufwärts stieg, während gleichzeitig ein leerer im Niedergange befindlich war.

Nachdem Coulomb diese Arbeit während zweier Tage fortgesetzt hatte, fand er, dass täglich nicht mehr als 119 gefüllte Eimer, von denen jeder im Mittel 16 Kilogr. wog, auf 37 Meter Höhe gefördert werden konnten, ohne den betreffenden Mann zu sehr zu ermüden.

Die tägliche Nutzarbeit ergiebt sich hiernach zu nicht mehr als:

$$16 \,.\, 120 \,.\, 37 = 70040^{mk}.$$

Rechnet man auch 12 Proc.[1]) für die ausserdem mit überwundenen Widerstände (Zapfenreibung und Seilbiegung), so beträgt die tägliche Totalarbeit doch nur:

$$78445^{mk}.$$

Hiermit stimmt eine Angabe Navier's (Belidor, Arch. hydraul., P. 396), wo beim Aufziehen eines Gewichtes von durchschnittlich 18 Kilogr. mittelst einer Seilrolle (der Niedergang erfolgte ohne Belastung) und mit $0^{m},2$ Geschwindigkeit pro Secunde, während 6 Stunden täglicher Arbeit als Leistung erhalten würde:

$$77760^{mk}.$$

Noch ungünstiger stellen sich die Resultate, wenn mehrere Arbeiter zugleich an demselben Rollseile anfassen müssen (indem kurze Handseile an das Hauptseil geknüpft sind), wie dies u. a. bei der sogenannten Hand-Zugramme der Fall ist.

1) Rühlmann, Grundzüge der Mechanik, S. 260, Beispiel 2.

So beobachtete Coulomb eine Rammarbeit, wobei sich die ganze Grösse der täglichen Nutzleistung nicht höher als:

$$75240^{mk}.$$

ergab.

Dabei hatte man so viel sehr starke Arbeiter angestellt, dass jeder 19 Kilogr. vom Gewichte des Rammklotzes (Bären) zu heben bekam, die Hubhöhe des letzteren 1,1 Meter betrug und pro Minute 20 Schläge erfolgten. Obwohl die Arbeiter mindestens stets eben so lange ausruhten, als sie arbeiteten, war man dennoch genöthigt, sie von Stunde zu Stunde abzulösen, und endlich umfasste die ganze Tagesthätigkeit zusammengenommen nicht mehr Zeit als 3 Stunden. Hiernach ist der eben angegebene Werth das Product, aus den fünf Zahlen 19 . 1,1 . 20 . 60 . 3 gebildet.

Bei ausgedehnteren, längere Zeit andauernden Rammarbeiten in Harburg (zum Bau der dortigen steuerfreien Niederlage) gaben zwei Hand-Zugrammen folgende Resultate [1]).

Ein 1140 Pfd. (1 Pfd. cölnisch = 0,4677 Kilogr.) wiegender Rammbär wurde $5^1/_4$ Fuss (1 Fuss hannov. = 0,314 Meter) hoch gehoben, während in 10 Stunden 170 sogenannte Hitzen, jede (durchschnittlich) von 13 Schlägen, erfolgten [2]).

Hiernach war die Nutzarbeit pro Hub: $1140 . 5^1/_4 = 5985$ Fusspfd. und die Zahl der täglichen Schläge 2210, wonach die tägliche Nutzarbeit betrug 13 226 850.

Diese vermehrt um 5 Proc. wegen Zapfen und Seilreibung giebt: 13 888 192 Fusspfd., oder, da 37 Mann am Rammtaue gleichzeitig anfassten: 375 350 Fusspfd. pro Mann, was auf Meterkilogramme reducirt (d. h. mit 0,147 multiplicirt) giebt:

$$55176^{mk}.$$

Bei der zweiten Maschine, woran 36 Mann zugleich am Rammtaue zogen, hatte der Bär ein Gewicht von 1124 Pfd., 5 Fuss Hub und in $8^3/_4$ Stunden (Winterzeit) wurden 114 Hitzen, jede zu 26 Schlägen [3]), gegeben, was pro Mann, mit Zuschlag von 5 Proc. für passive Widerstände, giebt:

$$71420^{mk}.$$

Da in unserer Quelle angegeben wird, dass die betreffenden Mannschaften (wäre es Sommer gewesen) auch die Arbeit auf 10 Stunden hätten ausdehnen können, ohne (?) zu sehr angestrengt zu werden, so wäre für letztere Arbeitszeit die Totalleistung anzunehmen zu:

$$81623^{mk}.$$

Lahmeyer [4]) fand die tägliche Arbeitsleistung eines Mannes an der Hand-Zugramme (mit Zuschlag von 5 Proc. für passive Widerstände) zu:

$$57540^{mk}.$$

Coriolis [5]) endlich citirt zwei Angaben der Franzosen Lamandé und

1) Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1860, S. 222.

2) A. a. O. S. 285.

3) Ebendas. S. 290.

4) Civil-Ingenieur, Bd. 3, S. 196.

5) Du calcul de l'effet des machines, P. 332.

Hachette, welche die tägliche Nutzarbeit (ohne passive Widerstände) eines Mannes an der Hand-Zugramme angeben beziehungsweise zu:

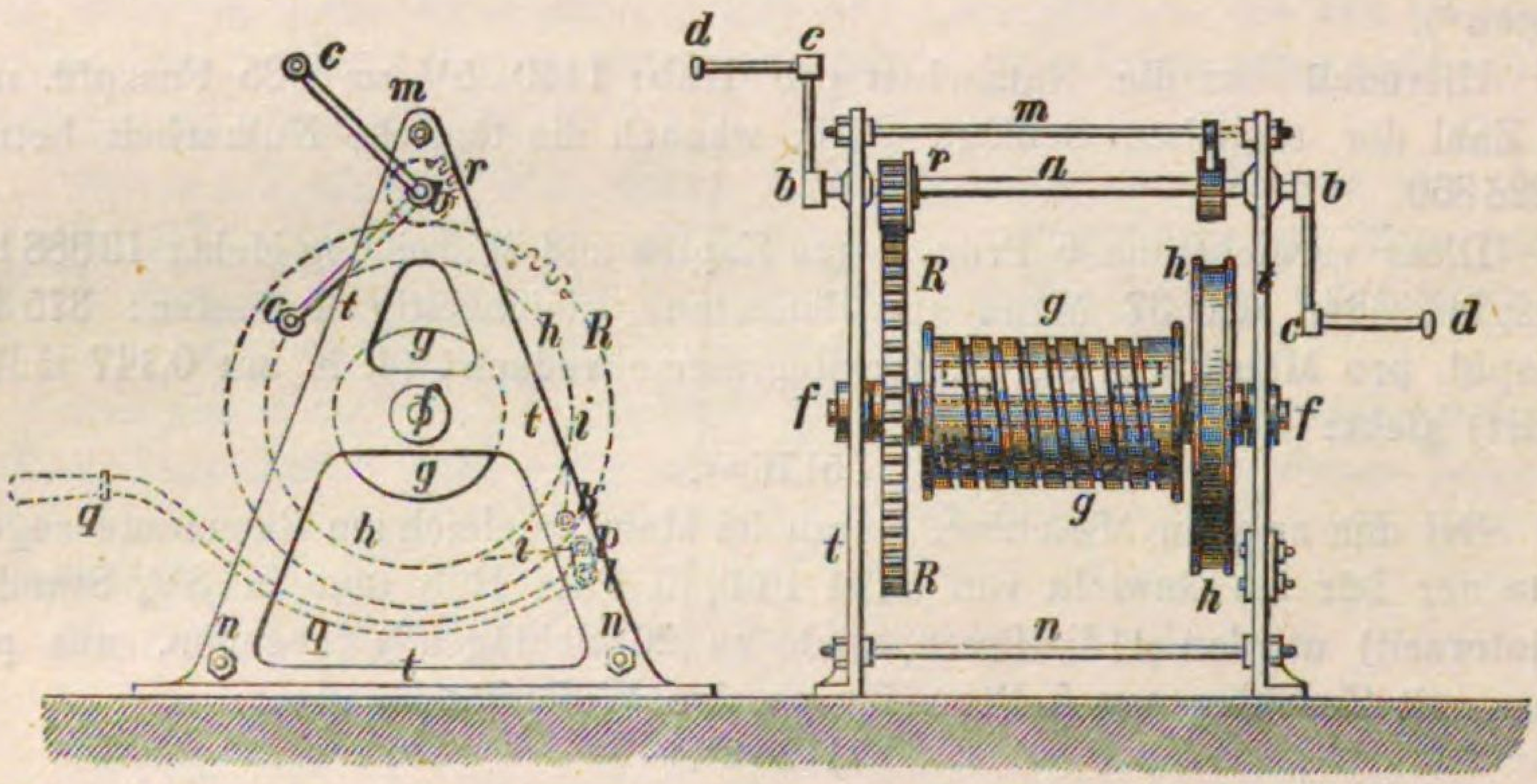
$$48000^{mk} \text{ und } 35000^{mk}.$$

Letzterer Werth ist fast mit dem übereinstimmend, welchen Coulomb als kleinsten Werth beobachtete, nämlich 38000^{mk}, beim Rammen an der Pariser Münze, wo zwei Arbeiter mehrere Monate hindurch einen Bär regierten, dessen Gewicht 38 Kilogr. betrug, und wo der Bär bei $0^m,4$ Hub täglich 5200 Mal gezogen wurde.

§. 56.

Eins der vortheilhaftesten und zweckmässigsten Maschinenstücke zur Aufnahme der Menschenkräfte ist die sogenannte Kurbel, d. h. die gehörig verlängerte und zweimal unter einem rechten Winkel umgebogene (gekröpfte) Fortsetzung einer Welle *abcd* (Fig. 175 und 176) oder ein knieförmiger Ansatz *bcd*, wodurch

Fig. 175. Fig. 176.



die Umdrehung der Welle entsprechend bewirkt werden kann [1]). Dabei wird der rechtwinklig zur Welle gerichtete Theil *bc* der Arm oder der Bug, der horizontale Theil *cd* aber der Griff genannt [2]).

1) Es wird kaum nöthig sein, zu bemerken, dass in Bezug auf die Drehenergie des an der Kurbel arbeitenden Menschen, d. h. hinsichtlich des entwickelten statischen Momentes, nur allein der rechtwinklige Abstand des Kurbelgriffes von der Drehachse in Betracht kommt, und dass es auf die Drehenergie ohne allen Einfluss ist, wenn man den Kurbelarm krümmt, d. h. so anordnet, wie es gewöhnlich bei den sogenannten Drehorgeln geschieht, wo man durch Krümmung die Richtung andeuten will, in welcher gedreht werden muss.

2) Die Fig. 175 und 176 skizzirte Maschine ist eine sogenannte Bockwinde mit Zahnradvorlege und Bremse, deren vielseitige Anwendung, Anordnung und

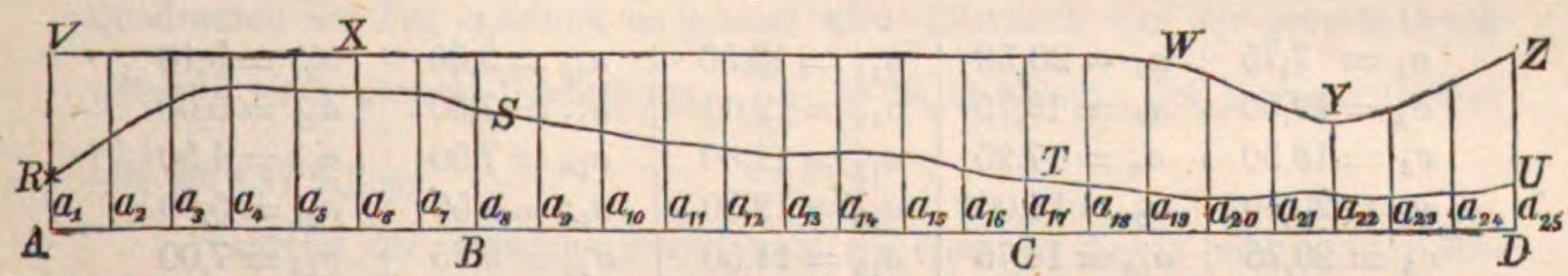
Um mehrere Arbeiter zugleich anstellen zu können, bringt man an derselben Welle oft mehrere solcher Verkröpfungen an, wonach dann die Kurbel zwei-, drei-, vier- und mehrmännisch genannt wird.

An einer solchen Kurbel wirkt der Mensch gleichzeitig durch die Kraft seiner Armmuskeln und durch das Gewicht seines Körpers, während seine beiden Füsse eine geeignete feste Stellung behalten.

Bei gehöriger Uebung kann ein direct am Kurbelgriffe mit der Hand anfassender Mann durch geschickte Wendung derselben einen continuirlichen Druck ausüben, der eben so gross wie gleichbleibend ist.

Zur Bestätigung dieser Behauptung habe ich mehrfache Versuche mit Hülfe der Fig. 155 und 156 abgebildeten dynamometrischen Kurbel (S. 227) angestellt und zwei für extreme Fälle damit erhaltene Diagramme (Fig. 177) in der halben natürlichen Grösse zeichnen lassen.

Fig. 177.



Die Länge der Horizontallinie *ABCD* (die Nulllinie) stellt die verjüngte Weglänge einer einzigen, aber vollen Umdrehung der Kurbel dar, wobei jedoch ausdrücklich bemerkt werden muss, dass das betreffende Diagramm nicht bei einer isolirten einzigen Umdrehung gewonnen, sondern aus dem langen Streifen Papier fast willkürlich herausgeschnitten wurde, welcher einer grossen Zahl von Umdrehungen entsprach und wobei man mit einer Geschwindigkeit drehte, welche dem betreffenden Arbeiter für die Dauer die bequemste war.

Leistung im vierten Bde, Abschnitt „Maschinen zum Heben und Senken fester Körper“ und insbesondere S. 395 etc. daselbst, ausführlich erörtert wird. Hier genüge die Bemerkung, dass die Maschine unserer Abbildung ganz aus Eisen besteht, die Umdrehkraft der Kurbel durch das Zahnradpaar *r R* auf die gusseiserne (hohle) Trommel *g* übertragen wird, auf welcher sich eine Kette (oder Seil) aufwickelt, an deren Ende die zu hebende Last angehangen ist. Auf der Seiltrommelachse *f* ist überdies eine Bremsscheibe *h* befestigt, um welche sich ein Blechband *i* legt, welches, ähnlich wie die Fig. 165 (S. 245) beschriebene Bremse wirkend, auf dem Umfange der Scheibe *h* eine solche Reibung hervorrufen kann, dass dadurch die Bewegung der Last entweder verzögert oder gänzlich verhindert wird. Um den hierzu erforderlichen Druck zu erzeugen, ist mit dem Bande *i* ein Winkelhebel *plq* in Verbindung gebracht, auf dessen Ende *q* man die Menschenhand in gehöriger Weise wirken lässt.

Die erste Ordinate $AR = a_1$ entspricht dem Drucke, welchen der Mensch in der höchsten Stellung des Kurbelarmes, d. h. dann ausübte, wenn die Mittellinie des Buges bc (Fig. 176) durch m ging, die Drehung aber in der Richtung vom Arbeiter abwärts, von m nach c hin (von rechts nach links in Bezug auf die Seitenansicht Fig. 175), stattfand.

Das Diagramm $ARSTUD$ gehört einem Versuche an, wo ein der Kurbelarbeit gänzlich ungeübter, übrigens jedoch nicht schwächlicher Studirender der Hannoverschen polytechnischen Schule die Drehung verrichtete, die Kurbel an einer Handschrotmühle befestigt und ziemlich schlechter Roggen zum Zerkleinern aufgegeben war, auch die Zuführung der Körner höchst ungleichförmig erfolgte.

Man erkennt aus der Zeichnung sofort, dass der grösste Druck im ersten Quadranten, und zwar dort ausgeübt wurde, wo der Arbeiter die Muskelkraft der Hände am mächtigsten durch sein Gewicht unterstützen konnte, die kleinsten Drucke aber sich da äusserten, wo sich im 4. Quadranten die Zugkraft in eine Druckkraft umsetzte. Einen sogenannten todten Punkt der Kurbelstellung, d. h. einen solchen, wo gar kein Druck ausgeübt worden wäre, gab es überhaupt gar nicht.

Nach sorgfältiger Messung fand man die Grösse der verschiedenen Ordinaten in Millimetern ausgedrückt wie folgt:

$a_1 = 7{,}75$	$a_6 = 20{,}50$	$a_{11} = 13{,}50$	$a_{16} = 9{,}00$	$a_{21} = 5{,}10$
$a_2 = 13{,}50$	$a_7 = 19{,}75$	$a_{12} = 12{,}00$	$a_{17} = 7{,}50$	$a_{22} = 5{,}00$
$a_3 = 18{,}50$	$a_8 = 17{,}25$	$a_{13} = 11{,}80$	$a_{18} = 7{,}50$	$a_{23} = 4{,}50$
$a_4 = 20{,}50$	$a_9 = 16{,}00$	$a_{14} = 12{,}50$	$a_{19} = 6{,}50$	$a_{24} = 5{,}00$
$a_5 = 20{,}75$	$a_{10} = 14{,}75$	$a_{15} = 11{,}50$	$a_{20} = 5{,}25$	$a_{25} = 7{,}00$

Daher, weil $AD = 219{,}25$ Millimeter, der Inhalt $= F$ der Fläche $ARSTUD$ nach der Simpson'schen Regel[1]):

$$F = \frac{219{,}25}{24 \,.\, 3} \left\{7{,}75 + 7 + 4 \,.\, 142{,}75 + 2 \,.\, 135{,}40\right\} = 2638{,}765 \text{ Qmm}.$$

Daher die mittlere Höhe der Fläche: $\frac{2638{,}765}{219{,}25} = 12{,}03^{\text{mm}}$, so wie sich endlich, weil nach S. 228 eine Durchbiegung des Dynamometerfederendes von 1,7 Millimeter dem Drucke von einem Kilogramme entspricht, die mittlere Kraft ergiebt zu:

$$\frac{12{,}03}{1{,}70} = 7{,}070 \text{ Kilogr.}$$

Die Peripheriegeschwindigkeit des Angriffspunktes berechnet sich aus der Bughöhe $\overline{bc} = 0^{\text{m}},36$ der Kurbel, und weil durchschnittlich 27 Umgänge pro Minute gemacht wurden, zu:

$$\frac{2 \,.\, 0{,}36 \,.\, 3{,}14 \,.\, 27}{60} = 1^{\text{m}},017,$$

1) Bezeichnet b die überall gleiche Entfernung zweier Ordinaten, so hat man bekanntlich:

$$F = \frac{b}{3}\left\{a_1 + a_n + 4\,(a_2 + a_4 + a_6 \ldots + a_{n-2}) + 2\,(a_3 + a_5 + a_7 \ldots a_{n-1})\right\}.$$

folglich erhält man für die pro Secunde verrichtete mechanische Arbeit:

$$7{,}07 \,.\, 1{,}017 = 7^{mk}{,}19.$$

Das zweite Diagramm *AVXWYZD* wurde wiederum einer Reihe von Versuchen entlehnt, die ich mit aller Sorgfalt in den Werkstätten des Hannoverschen Centralbahnhofes, und zwar an einer Kurbel mit Schwungrad, anstellte, welche zum Betriebe einer Metalldrehbank von zwei Arbeitern in Thätigkeit gesetzt wurde.

Bemerkt muss dabei ausdrücklich werden, dass derjenige von beiden Arbeitern, welcher während des Messens (da nur eine dynamometrische Kurbel vorhanden war) die Arbeit allein verrichtet hatte, grosse Geschicklichkeit zum Arbeiten an der Kurbel besass.

Die mittlere Höhe des Diagramms ergab sich hierbei zu 24,33 Millimeter und daher die mittlere Kraft $= \frac{24{,}33}{1{,}70} = 14{,}31$ Kilogr.

Die grösste Ordinate (26,1 Millimeter) und somit der bedeutendste Druck fand sich nahezu bei der horizontalen Lage des Kurbelarmes, d. h. da, wo der Arbeiter, von der verticalen Stellung ausgehend, in der von sich abgekehrten Richtung drehte (von *E* nach *F*, wie der Pfeil *m* Fig. 179, S. 288 angiebt), in beinahe 90 Grad Entfernung vom höchsten Punkte aus gerechnet. Die kleinste Ordinate (16,1 Millimeter) fand sich wieder nahezu da heraus, wo im vierten Quadranten der Zug in Druck umgesetzt wird. Hiernach war der grösste Druck während einer ganzen Umdrehung: $\frac{26{,}1}{1{,}7} = 15{,}35$ Kilogr., der kleinste Druck: $\frac{16{,}1}{1{,}7} = 9{,}47$ Kilogr.

Während der Versuche wurde stets ein eben so dicker und breiter Metallspan abgedreht, wie man sonst zu nehmen pflegt, wenn beide Männer täglich von 11 Stunden, nach Abrechnung der Stillstände, 8 Stunden zur eigentlichen continuirlichen Arbeit, d. h. zum Drehen an der Kurbel, verwenden. Deshalb wurde die mittlere Kraft eines Arbeiters bei andauerdem Drehen zur Hälfte obigen Werthes, d. h. zu:

7,15 Kilogr.

angenommen, was bei 34 Kurbelumgängen pro Minute und $0^m{,}36$ Bughöhe eine Geschwindigkeit des Angriffspunktes von $1^m{,}28$ pro Secunde, also eine Leistung giebt von:

$9^{mk}{,}15$ pro Secunde.

Da auch die Geschwindigkeit, womit die Arbeit verrichtet wurde, ganz so gewählt war, wie dieselben kräftigen Männer, sonst stets an der Kurbel thätig sind, so darf man letztere Leistung eines Arbeiters auch als die ansehen, welche er während einer ganzen Tagesarbeit (allerdings Accordarbeit) geleistet haben würde.

Für 8stündige Gesammtdauer der continuirlichen Arbeit beträgt sodann die tägliche Totalleistung:

263578^{mk}.

Eine auffallende Uebereinstimmung mit letzterem Werthe liefern die Leistungsangaben des Montaningenieurs Hermann Breithaupt in Cuevas de Vera [1]), welche derselbe an viermännischen Haspeln zu beobachten Ge-

1) In der Sierra Almagrera (Provinz Almeira im Königreiche Granada).

legenheit hatte und worüber in der unten notirten Quelle [1]) ausführlich berichtet wird.

Die Tagesarbeit dieser spanischen Haspler, die, wie Breithaupt bemerkt, ihre Kräfte völlig ausnutzen (nichts thun als „in süsser Gewohnheit des Daseins" Haspeln, Essen, Trinken, Rauchen und Schlafen), besteht in dem Fördern von 250 Körben, jeder, einschliesslich der Fördermasse von 99,4 span. Pfund = 45,724 Kilogr. Gewicht, aus der 110 Varas (à 0,835 Meter) = 91,85 Meter betragenden Tiefe des Schachtes.

Hiernach beträgt die tägliche Leistung von 4 Hasplern (Caballeros)

$$45{,}724 \times 91{,}58 \times 250 = 1\,049\,937^{\text{mk}}, \text{ d. i. pro Arbeiter:}$$

$$262\,484^{\text{mk}}.$$

Noch weitere Bestätigung gewinnen vorstehende Erfahrungen, wenn man zunächst mit denselben (drei Monate lang fortgesetzte) Versuche vergleicht, welche Christian [2]) anstellte und wobei die verschiedenen Intensitäten der betreffenden Drehkräfte mit einer dynamometrischen Kurbel nach Regnier gemessen wurden.

Der auf letzterem Wege ermittelte Druck war durchschnittlich 14 Kilogr., und da sich bei $0^{\text{m}},40$ Kurbelhöhe und 24 Umdrehungen pro Minute die Geschwindigkeit des Angriffspunktes zu 1,0 Meter pro Secunde berechnet, so betrug die verrichtete mechanische Arbeit:

$$14^{\text{mk}},0 \text{ pro Secunde,}$$

$$50400^{\text{mk}},0 \text{ pro Stunde}$$

und folglich

$$352\,800^{\text{mk}}$$

innerhalb der Zeit von 7 Stunden, welche Christian als die Gesammtarbeitszeit eines Tages angiebt.

Allerdings fügt Christian seiner Mittheilung die besondere Bemerkung bei, dass der betreffende Arbeiter kräftig und durch jahrelange Uebung an das Drehen der Kurbel gewöhnt war.

Weitere Bestätigung liefert Böbert (in Karsten's Archiv für Berg- und Hüttenwesen, Bd. 12, S. 365), welcher längere Zeit einen viermännischen Hornhaspel zu beobachten Gelegenheit hatte, wobei stets 80 Pfund preuss. = 37,44 Kilogr. mit 4,69 Fuss = 1,473 Meter Geschwindigkeit pro Secunde gefördert wurden (wahrscheinlich mit Hinzurechnung der passiven Widerstände), was pro Secunde eine Leistung von $55^{\text{mk}},15$, also pro Mann giebt:

$$13^{\text{mk}},79.$$

Da nicht angegeben ist, wie gross die tägliche Arbeitsdauer war, dafür aber jedenfalls von der gewöhnlichen Schichtzeit zu 8 Stunden für die conti-

1) Berg- und hüttenmännische Zeitung, 1862, S. 393 unter der Ueberschrift: „Ueber die Leistung des Haspels in der Sierra Almagrera im Vergleiche zu der (geringeren) beim Freiberger Bergbaue." Die höhere Leistung der spanischen Haspler schreibt Breithaupt, neben anderen günstigen Umständen, besonders auch der grossen Kurbelhöhe von 0,54 Meter zu, was durch die nachstehenden S. 286 folgenden Angaben (Kirchhorstner Kohlenförderung) bestätigt wird.

2) A. a. O. S. 114.

nuirliche Arbeit 6 Stunden anzunehmen sein wird, so erhält man für die tägliche Leistung:

$$297864^{mk}.$$

Prittwitz (Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, 1829, S. 213) setzt als Mittelwerth aus vielen vertrauensvollen Zusammenstellungen die tägliche Leistung an der Kurbel gleich 15 preuss. Ctnr. = 772,2 Kilogr. auf 1000 Fuss preuss. = 318,6 Meter Höhe, d. i. gleich:

$$246023^{mk}.$$

Unter den von Prittwitz gesammelten Angaben befindet sich auch eine von Desaguliers[1]) (Nicholson, Der praktische Mechaniker, S. 48), wonach ein Mann von gewöhnlicher Stärke eine Kurbel (Haspel) mit 30 Pfd. = 13,28 Kilogr. Kraft und $3\frac{1}{2}$ Fuss = 1,067 (oder rund mit 1 Meter) Geschwindigkeit pro Secunde 10 Stunden des Tages drehen soll, was pro Secunde $13^{mk},28$ und in 8 Stunden 382464^{mk} oder in 10 Stunden sogar 478080^{mk}, d. h. eine Zahl giebt, die Alles übertrifft, was nachher durch Versuche gewonnen wurde.

Im Gegensatze zu den bis jetzt angeführten Leistungen des Menschen an der Kurbel, welche allerdings vorzugsweise Accordarbeiten entnommen wurden, stehen die meisten der sogenannten Tagelohn-, Gedinge- und Schichtarbeiten, namentlich der Bergleute.

So berichtet Weisbach (Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, Bd. 3, Abtheil. 2, S. 517), dass die tägliche Leistung eines Arbeiters in 8stündiger Schicht an den Haspeln des Freiberger Bergbaues 703510 Fusspfd. (preuss.), d. i. 103316^{mk} netto betrage (d. h. nach dem Gewichte der geförderten Masse berechnet), wofür, wenn man auch 10 Proc. für passive Widerstände nimmt, als tägliche Totalleistung dennoch nicht mehr gesetzt werden kann, als:

$$113647^{mk}\ ^{2)}.$$

Hierzu bemerkt freilich Weisbach, dass die betreffenden Haspelknechte andauernd (der vielen, mit der Art der Arbeit verbundenen Stillstände wegen) nur etwa 6 Stunden arbeiten und dabei ihr tägliches Arbeitsvermögen nicht erschöpfen.

Hiermit übereinstimmend sind die Resultate, welche Böbert an sächsischen Berghaspeln beobachtete und worüber Combes ausführlich Bericht erstattet hat. Daselbst (Ann. des mines, Tom. 8, 1835, P. 433) wird die tägliche Leistung zwischen 89892^{mk} und 189800^{mk}, also im Mittel zu 139846^{mk} angegeben, während d'Aubuisson (Hydraulique, P. 556) unter gleichen Umständen durchschnittlich 180000^{mk} gelten lassen will.

1) In der Dietlein'schen Uebersetzung von Gregory's Darstellung der mechanischen Wissenschaften, Bd. 2, §. 68, wird diese Angabe einem Engländer Emerson zugeschrieben.

2) Einen ähnlichen Werth, nämlich

$$116000^{mk}$$

als Tagesarbeit des Menschen an der Kurbel giebt Coulomb an, bemerkt aber ausdrücklich, dass er nicht Gelegenheit gehabt habe, directe Versuche über diese Art von Arbeit anstellen zu lassen!

Mit letzterem Werthe stimmt auch ziemlich die Angabe **Navier's** (in Belidor's Arch. hydraulique, P. 396), welcher 8 Kilogr. Druck mit 0,75 Meter Geschwindigkeit pro Secunde, also in 8stündiger continuirlicher Arbeitszeit rechnet:

$$172\,800^{mk}.$$

Weit höhere Leistungen der bergmännischen Haspeldreher findet man in den Kohlendistricten der Grafschaft Schaumburg, dem Fürstenthume Bückeburg und am hannoverschen Deister (wo es aber auch enorme Kurbelhöhen und bessere, kräftigere Kost, wie in Sachsen und Frankreich giebt). Wer die dortige Arbeit nie gesehen, hält es für unmöglich, dass die meisten zwei- und viermännischen Haspel eine Kurbelhöhe von 24 Zoll $= 0^m,6$ haben [1]), wobei zeitweise ein Arbeiter fast horizontal liegt, den Erdboden küsst, während der andere völlig aufrecht steht, wobei natürlich das Gewicht des Arbeiters eine grosse Rolle spielt.

Nach von dem Verfasser (unweit Kirchhorsten) selbst gemachten Beobachtungen und gesammelten Erfahrungen fördern mit solchen Haspeln vier Mann täglich (d. h. in 8stündiger Schichtzeit) 180 Kübel, jeden von 70 Kilogr. Nettogewicht, auf 72 Meter Höhe, was eine Nutzleistung von $907\,200^{mk}$, also für einen Arbeiter giebt:

$$226\,800^{mk}.$$

Ebenfalls verhältnissmässig geringere Leistungen (trotz der grossen Anstrengung der Mannschaften während der eigentlichen Arbeitszeit) ergeben sich bei den sogenannten Kunstrammen, wo die Bären mit Hülfe von Winden mit Kurbeln und Zahnradvorlege (wie Fig. 175 und 176) aufgezogen werden.

Von neueren desfallsigen Beobachtungen verdienen u. a. die der Ingenieure v. **Kaven** und **Köpke** (bei Harburger Grundbauten; Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 6, 1860, S. 287 bis 290) besondere Beachtung.

Bei einer dieser Kunstrammen wurde an der Kurbel von jedem der vier Arbeiter (durchschnittlich) ein Druck von 15,5 Pfd. hannov. $= 7{,}09$ Kilogr. bei 4,27 Fuss $= 1^m,247$ Geschwindigkeit pro Secunde ausgeübt, was pro Secunde die Leistung von $8^{mk},84$, also pro Minute von $530^{mk},4$ giebt.

Da aber pro Stunde nur 27 Minuten [2]) auf reine Hubarbeit (bei 18 Schlägen) verwandt wurden, so erhält man für die stündliche Leistung:

$$530{,}4 \,.\, 27 = 14320^{mk},8,$$

oder bei täglich 10stündiger Accordarbeit doch nur:

$$143\,208^{mk}.$$

An einer zweiten Kunstramme beobachtete man als mittleren Druck an der Kurbel 18,62 Pfd. $= 8{,}70$ Kilogr. bei 4,5 Fuss $= 1{,}3$ Meter Geschwindigkeit

1) Statt der gewöhnlichen Bughöhen von $0^m,35$ bis $0^m,44$ (14 bis 18 Zoll).

2) Dabei vertheilte sich die Zeit von einer Stunde wie folgt:

18 Schläge des Bären	= 27	Minuten
Herunterlassen und Einhängen des Schnäppers	= 6	„
Pause zum Ausruhen	= 9	„
Heranbringen der Pfähle, Versetzen der Ramme etc.	= 18	„
	= 60	Minuten.

pro Secunde, was die Leistung für letztere Zeit liefert: 11^{mk},31 also pro Minute: 678^{mk},6 und wie vorher bei 27 Minuten reiner Arbeitszeit pro Stunde: 18322,2 pro Stunde, oder in 10stündiger Accordarbeit:

183 222^{mk}.

Unter Beachtung vorstehender Thatsachen lassen sich, entsprechend den jetzt überall erforderlichen angestrengteren Thätigkeiten und Geschicklichkeiten (Uebungen, Gewohnheiten) bei allen gegenwärtigen Arbeiten im Gebiete der freien Gewerbe und Industrie, für andauernde Leistungen[1]) (nicht schwächlicher, gut genährter Menschen) bei unmittelbar durch die Hand umgedrehten Kurbeln folgende Mittelwerthe (in möglichst abgerundeten Zahlen) für vorkommende durchschnittliche Abschätzungen in Vorschlag bringen:

	Accordarbeit bei sehr continuirlicher Thätigkeit	Tagelohnarbeit und Accordarbeit mit vielen Stillständen
Kraft in Kilogrammen ($= K$) . .	10,0	8,0
Geschwindigkeit in Metern pro Secunde ($= C$)	1,0	0,781
Arbeit pro Secunde in Meterkilogr. ($= KC$)	10,0	6,25
Tägliche Gesammtarbeitszeit in Stunden ($= T$)	8	8
Tägliche Totalleistung in Meterkilogr. ($= 3600\ K\ C\ T$) . .	288 000	180 000
Die Kurbelarbeit ausgedrückt in Theilen einer Maschinenpferdekraft à 75^{mk} pro Secunde[2]) .	0,135 (fast $^1/_7$)	0,083 ($= {^1/_{12}}$)

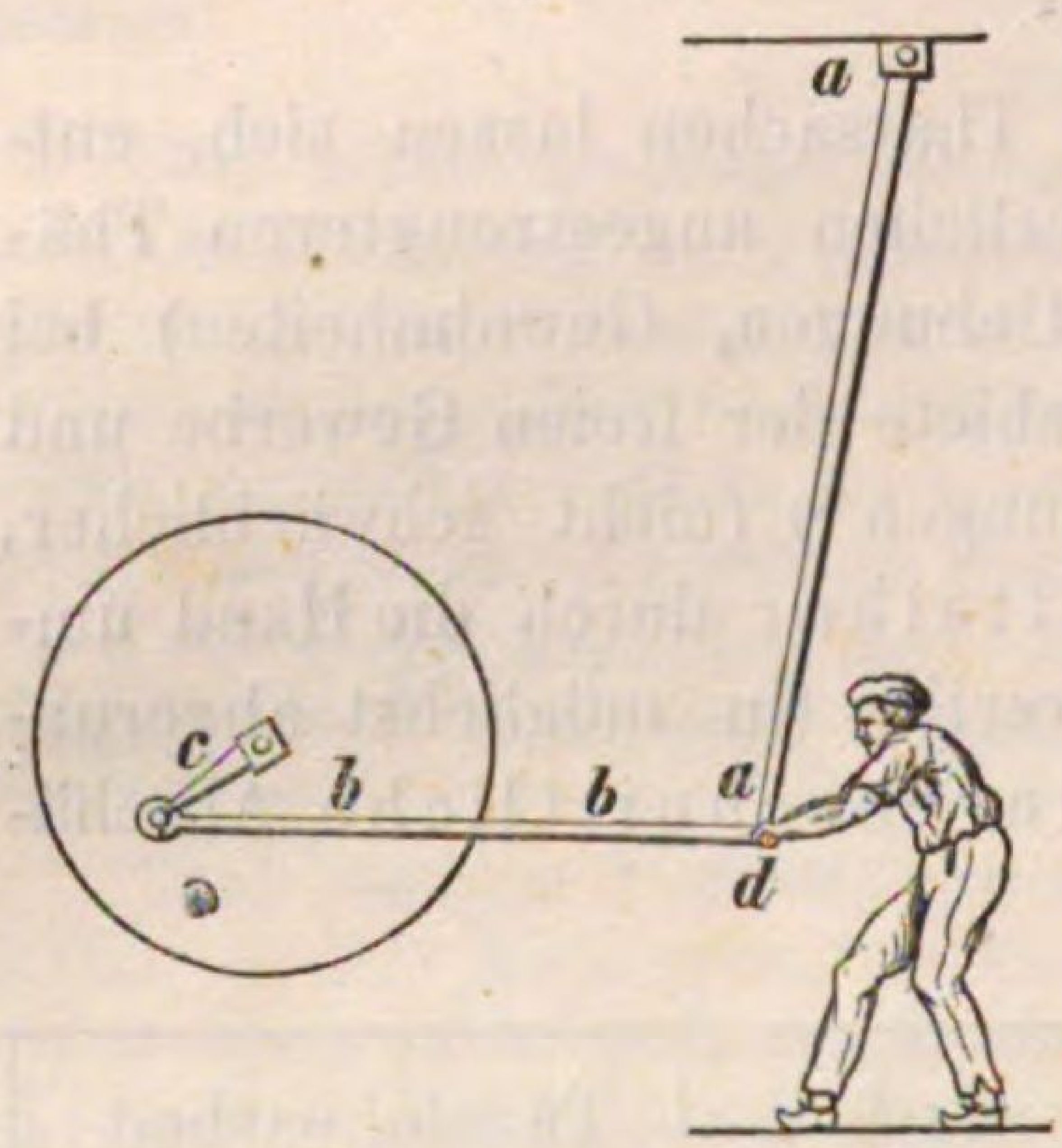
Zusatz 1. Bei Weitem unvortheilhafter arbeitet der Mensch an der Kurbel, wenn er, statt direct an ihren Griff (die Warze) zu fassen, an letzterem eine Schub-, Lenk- oder Pleilstange *b* (Fig. 178) befestigt und an deren äusserstem Ende *d* seinen Angriffspunkt wählt. Um wenigstens der Hand eine entsprechende Führung zu verschaffen, verbindet man gewöhnlich mit dem Griffe *d* ein Pendel *a*, dessen Drehpunkt oberhalb aufgehangen (oder unterwärts am Boden angebracht) ist.

1) Wobei der Mensch seine Kraft zwar täglich erschöpft, sich aber nicht übermässig ermüdet.

2) Hierbei ist noch unbeachtet gelassen, dass das Maschinen- oder Dampfpferd binnen 24 Stunden und überhaupt continuirlich arbeiten kann.

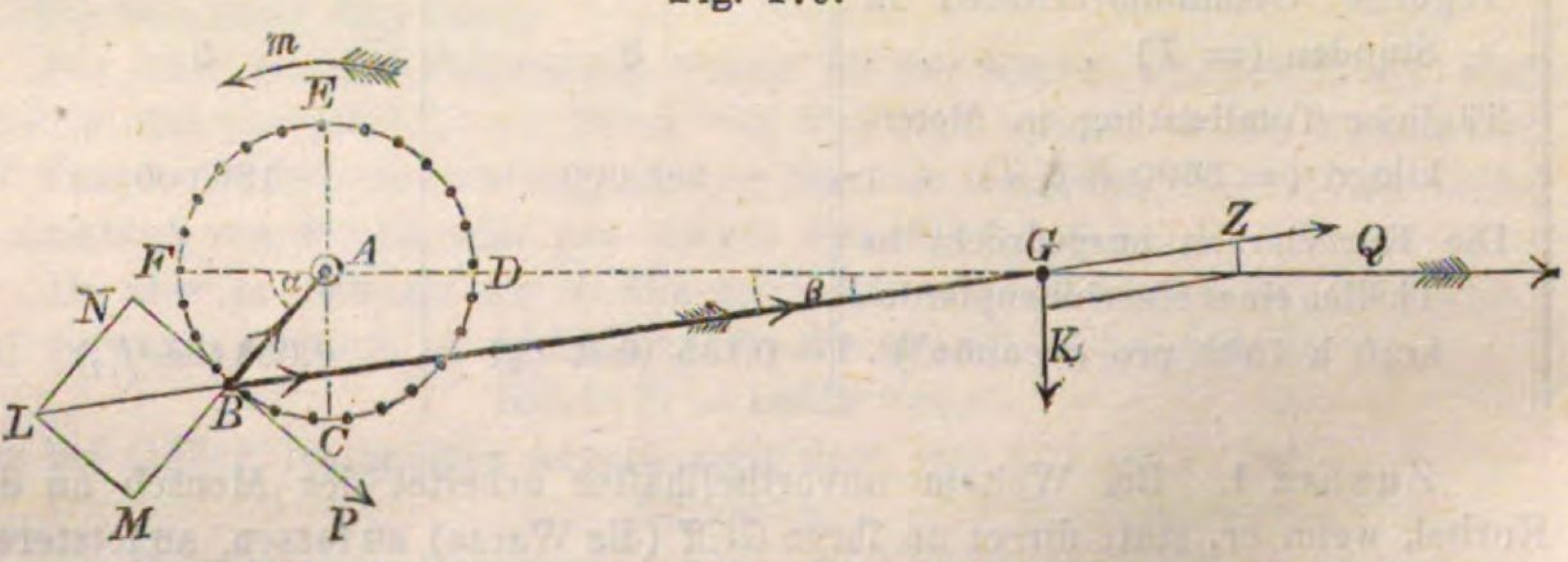
Die Ursachen dieser minder guten Wirkungen leuchten ein, sobald man beachtet, dass hier der Mensch die Druck- und Zugrichtung der jedesmaligen Kurbelstellung nicht so vortheilhaft anzupassen vermag, wie dies beim directen Anfassen mit der Hand der Fall ist, vor Allem aber, dass er das Gewicht seines Körpers gar nicht wirksam machen kann. Durch die steif erforderliche Lenkstange und deren verschiedenartige schiefe Lagen bei einer Umdrehung wird nur in einigen Punkten die ganze Kraftgrösse unverändert übergetragen[1]), in allen übrigen Punkten jedoch bloss ein Theil davon. Obwohl nun letzterer Umstand auf die **gesammte Arbeit** einer ganzen Umdrehung ohne Einfluss ist, so wird doch eine solche Ungleichförmigkeit der Bewegung herbeigeführt, die man nur zum Theil durch ein **Schwungrad**, niemals aber ganz auszugleichen im Stande ist. Dass anfänglich die Arbeit jedem an die Kurbelbewegung nicht gewöhnten

Fig. 178.



1) Wo diese Punkte im Warzenkreise liegen, erklärt folgende Tabelle; ebenso erhellt, weshalb man die Punkte D und F (Fig. 179), wo gar kein Druck auf den Warzenkreis tangential übergetragen wird, die todten Punkte zu nennen pflegt.

Fig. 179.



Durch eine kurze Rechnung lässt sich die bemerkte Kraftzerlegung noch besser zur Einsicht bringen, wobei man zugleich erkennt, wie vortheilhaft es ist, Lenkstangen von **bedeutender Länge** anzuwenden.

Ist Q die constante Zug- oder Druckkraft, welche stets in der Richtung des verlängerten horizontalen Durchmessers FD wirken mag, P der tangentiale Widerstand am Warzenkreise $CDEF$, $r = AB$ der Radius desselben, ferner $l = BG$ die Lenkstangenlänge, β der veränderliche Winkel der letzteren mit dem Horizonte und endlich α der Winkel, um welchen sich die Warze bereits vom Nullpunkte F aus gedreht hat, so erhält man nach gehöriger, in der Figur vollständig ausgeführter Zerlegung:

Menschen bei der Lenkstangenanordnung leichter erscheint, erweist sich für die Dauer bald als eine Täuschung. Ueberhaupt sollte man von der Lenkstange nur dann Gebrauch machen, wenn die Nothwendigkeit dazu treibt, beispielsweise, wenn man genöthigt ist, an einer Kurbel (zwei- oder mehrfache Kurbel) eine grosse Anzahl von Menschen gleichzeitig arbeiten zu lassen.

Zusatz 2. Am allerunvortheilhaftesten in Hinsicht auf Kraftbenutzung arbeitet der Mensch an der Kurbel, wenn er, wie Fig. 180 zeigt, die Umdrehung derselben mit Hülfe der Füsse durch Trittbrett c und Lenkstange bc zu Stande bringen muss. In der That ist diese Art der Kraftübertragung in der

$$\overline{GZ} = \frac{Q}{cos.\,\beta},\ P = \overline{BL}\ sin.\,(\alpha - \beta) = \frac{Q}{cos.\,\beta}\,sin.\,(\alpha - \beta)$$

$$= \frac{Q}{cos.\,\beta}\,(sin.\,\alpha\,cos.\,\beta - sin.\,\beta\,cos.\,\alpha),$$

oder, weil $sin.\,\beta = \frac{r}{l}\,sin.\,\alpha$ ist:

$$P = Q\left\{1 - \frac{\frac{r}{l}\,cos.\,\alpha}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}\,sin.\,\alpha^2}}\right\}sin.\,\alpha,$$

d. i., wenn $l = nr$ gesetzt wird:

$$P = Q\left(1 - \frac{cos.\,\alpha}{\sqrt{n^2 - sin.\,\alpha^2}}\right)sin.\,\alpha.$$

Hiernach ist folgende Tabelle berechnet, die sich von 180° bis 360° in gleicher Weise wiederholt:

	Widerstand P tangential am Warzenkreise für $Q = 1$, wenn das Verhältniss der Lenkstangenlänge zum Radius $= n$ ist.						
α Grad	$n = 2$	$n = 3$	$n = 4$	$n = 5$	$n = 6$	$n = 7$	$n = \infty$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000
30	0,27	0,39	0,39	0,42	0,43	0,44	0,500
45	0,43	0,57	0,57	0,60	0,62	0,63	0,707
60	0,62	0,75	0,75	0,78	0,79	0,80	0,866
90	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,000
120	1,10	1,01	0,98	0,95	0,94	0,93	0,866
135	0,97	0,87	0,83	0,80	0,78	0,77	0,707
150	0,72	0,65	0,61	0,59	0,57	0,56	0,500
180	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,000

Fragt man hier nach einem Mittelwerthe, so ergiebt sich dieser wegen $r\pi\,P = 4\,r\,Q$ zu:

$$P = \frac{2}{\pi}\,Q = 0{,}636\ Q.$$

Regel auch nur ein Nothbehelf in allen Fällen, wo der Arbeiter während der Kurbelumdrehung seine Hände zu gleichzeitiger anderweiter Beschäftigung frei haben muss, beispielsweise beim Schleifsteine (Fig. 180), bei gewissen Drehbänken, beim Handspinnrade etc.

Fig. 180.



In solchem Falle nennt man die Kurbel gewöhnlich eine einfach wirkende, weil die Triebkraft nur in der halben Kreisdrehung thätig ist, während der tangentiale Widerstand für die ganze Umdrehung derselbe bleibt. Die zweite Hälfte der Kreisdrehung erfolgt hierbei durch das Beharrungsvermögen der sämmtlichen mit der Kurbelachse rotirenden Massen, und ist die betreffende Bewegung um so gleichförmiger, je grösser diese Massen sind und je bedeutender die Geschwindigkeit der Umdrehung ist[1]).

Zusatz 3. Zu den Maschinen, an welchen der Mensch mittelst der Handmuskeln oder (bei Umhängung eines Gurtes) mit den Brustmuskeln vortheilhaft wirken kann, während er gleichzeitig mit dem ganzen Körper eine fortschreitende Bewegung annimmt, gehört die sogenannte stehende Winde oder der Handgöpel (Fig. 185 für Pferde abgebildet). Steht diese Maschine frei, d. h. ist der obere Zapfen der stehenden Welle nicht an einem festen Gebäude, sondern nur am (transportabeln) Gestelle der Maschine befestigt, so giebt man ihr, je nach der Anwendungsart, den Namen Erdwinde, Ankerwinde etc.[2]). Von zuverlässigen Angaben über Leistung des Menschen am stehenden Wellrade existiren nur zwei, nämlich eine von Navier (in Belidor's Arch. hydraul., S. 396, wobei es jedoch noch zweifelhaft ist, ob sich Navier dabei ein Fortschreiten des Menschen in gerader Linie oder im Kreise gedacht hat) und eine andere von Eytelwein (Wasserbaukunst, Bd. 2, S. 3).

Navier führt bloss an (ohne die stehende Winde oder die Erdwinde als kraftaufnehmende Maschine zu bezeichnen), dass ein Mensch, wenn er ziehend oder drückend in horizontaler Richtung wirkt und dabei zugleich (auf der Horizontalen) fortschreitet, während 8 Stunden (täglicher Gesammtarbeit) mit 12 Kilogr. Druck bei $0^{m},60$ Geschwindigkeit des Angriffspunktes arbeiten kann, was für die tägliche Leistung giebt:

$$207\,360^{mk}.$$

Eytelwein dagegen glaubt an der Erdwinde von einem Arbeiter die continuirliche Ueberwindung eines constanten Widerstandes von 30 Pfd. preuss. = 14,04 Kilogr. mit $2^1/_2$ Fuss = 0,785 Meter Geschwindigkeit voraussetzen zu dürfen, was pro Secunde eine Leistung giebt von $11^{mk},0$. Da ferner angeführt

1) Als Ausdruck für die sogenannte mittlere Kraft P erhält man hier, wenn die Bezeichnungen des vorigen Zusatzes beibehalten werden, wegen $2\,r\pi\,P = 2\,r\pi\,Q$:

$$P = \frac{1}{\pi} \cdot Q = 0{,}318\,Q,$$

d. h. nur die Hälfte von dem, was bei der doppelt wirkenden Kurbel für diese mittlere Kraft gefunden wurde.

2) Ueber beide wird im 4. Bde., S. 401 und 405 ausführlich gehandelt.

wird, dass dabei die Arbeit immer zwei Stunden continuirlich fortgesetzt werden könnte, vorausgesetzt, dass täglich drei Ablösungen erfolgen, so hat man als tägliche reine Arbeitszeit sechs Stunden in Rechnung zu bringen, wonach die tägliche Totalleistung betragen würde:

$$11 \,.\, 3600 \,.\, 6 = 237\,600^{\text{mk}}.$$

Aus beiden Werthen dürfte immerhin hervorgehen, dass (hinsichtlich der mechanischen Leistung) die stehende Winde zur Aufnahme der Menschenkräfte nicht minder geeignet ist, wie die Winde mit Handkurbel. In den meisten Fällen nimmt erstere jedoch mehr Raum als letztere ein, ist weniger leicht transportabel und lässt deshalb keine so allgemeine Anwendung zu.

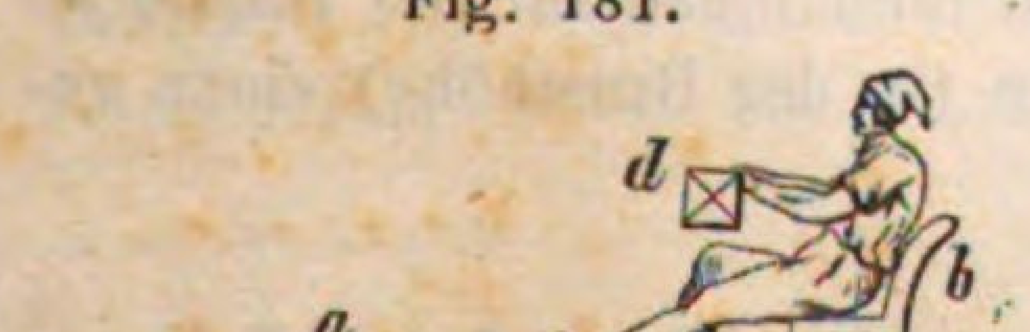
§. 57.

Maschinen, welche der Mensch durch die Bewegung seiner Füsse, oder mit Benutzung des Gewichts seines Körpers oder durch letzteres allein in Thätigkeit setzt.

Ohne hier alle die Projecte zu besprechen, welche gemacht (zum Theil auch ausgeführt) wurden, um die Muskelkraft der menschlichen Füsse vortheilhaft zur Bewegung von Maschinen zu verwenden [1]), werde einfach bemerkt, dass fast überall die Erfahrung zur Ungunst aller hierher gehörigen Constructionen entschieden hat, so dass zur Zeit derartige Maschinen nur dort zu finden sind, wo die Natur der Arbeit dies unbedingt fordert, namentlich da, wo derselbe Mensch gleichzeitig seine Hände brauchen muss, wie dies beispielsweise beim Handwebstuhle, der Stüpfelmaschine, der Nähmaschine, dem Glasblastische, der Töpferscheibe u. s. w. der Fall ist.

Um wenigstens ein Beispiel aus der Fussmaschinenclasse anzuführen, wurde Fig. 181 diejenige Maschine abgebildet, welche Borgnis (a. a. O., §. 33) besonders empfiehlt und zur Anwendung geeigneter hält, als die horizontalen Trittscheiben (ähnlich wie die Töpferscheiben). Zwei hinlänglich starke endlose Seile $a\,a$ sind hierbei in paralleler Richtung über Rollen $c\,c$ geführt und durch Querhölzer so verbunden, dass eine horizontale Leiter entsteht, gegen deren

Fig. 181.



1) Man sehe deshalb Borgnis (a. a. O., Abth. „Compositions des machines", Pl. I u. II), sowie Coriolis, Du calcul de l'effet des machines, §. 121, wo ein Fusstrittmechanismus (von Frimont) zur Bewegung von Pumpen, sowie überhaupt die Arbeit mit Fussmuskeln der Menschen sehr gerühmt wird!!

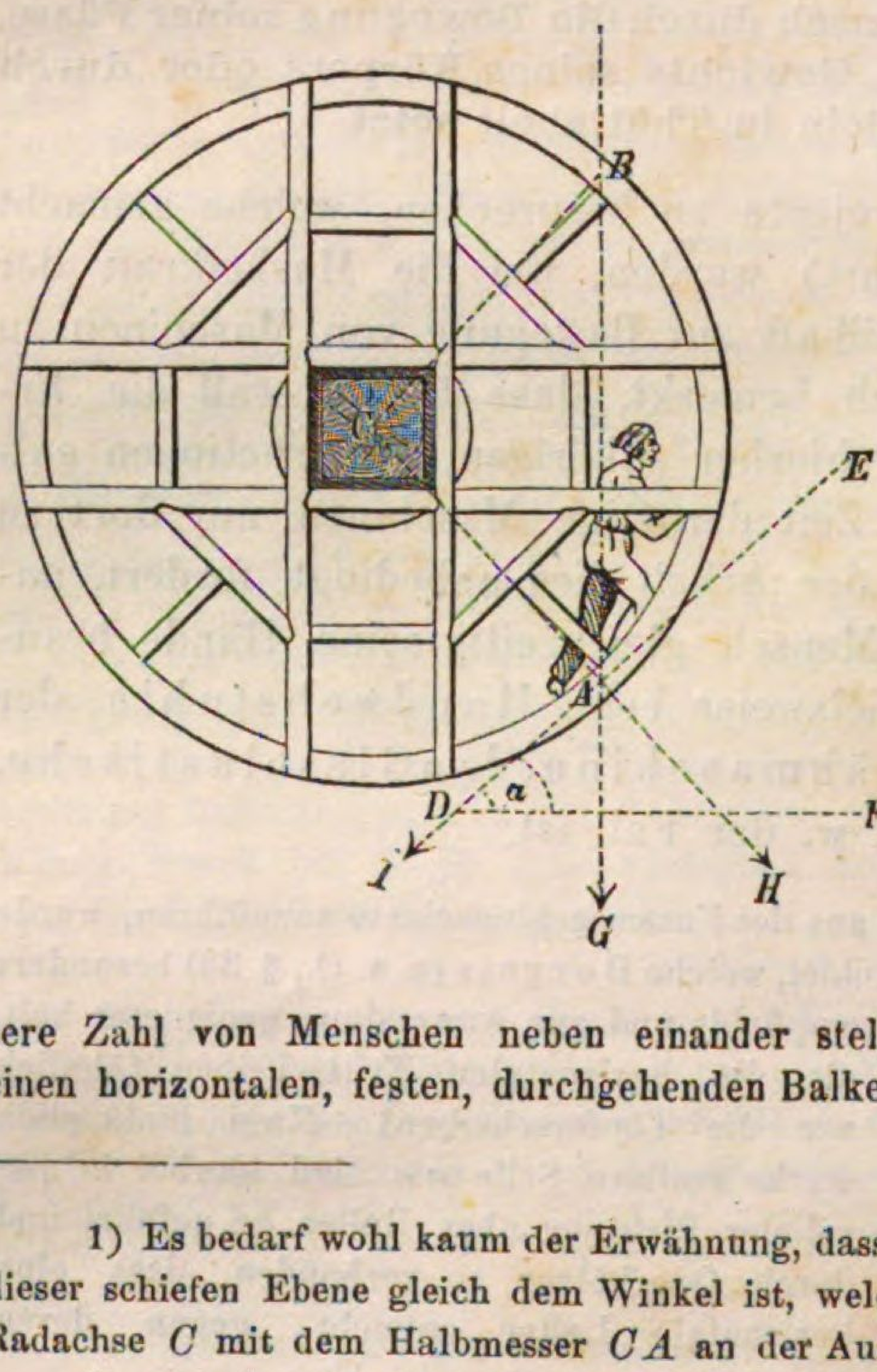
Sprossen der Mensch abwechselnd den einen und anderen seiner Füsse stemmen kann, während der Körper auf einem Sitze *b* ruht und der Hand ein geeigneter Stützpunkt durch einen seitwärts gehörig befestigten Balken geboten ist.

Borgnis hält diese Maschine besonders dann von Nutzen, wenn eine grössere Zahl von Menschen neben einander placirt gleichzeitig und während kurzer Dauer sehr bedeutende Widerstände überwinden sollen.

Viel grösser sind die Leistungen des Menschen, wenn er beim Fortschreiten zugleich das Gewicht seines Körpers wirksam machen kann, wie dies u. a. bei den Lauf- und Treträdern, geneigten Tretscheiben, schiefen Tretbühnen u. dergl. der Fall ist.

Ein Laufrad älterer Art ist Fig. 182 abgebildet, woran der Mensch eben so wirkt, als wenn er sich auf einer schiefen Ebene *EDF* durch fortgesetztes Steigen auf derselben Stelle behauptet[1]), während das grosse hölzerne Rad unter seinen Füssen ausweicht, d. h. sich gehörig umdreht.

Fig. 182.



Nimmt der Arbeiter oben ausserhalb des Rades in einem Punkte *B* Platz, der mit *A* in derselben Verticale liegt, so ist die Wirkungsweise der Maschine der vorigen ganz gleich, nur dass sie den Namen Tretrad oder Stufenrad erhält, wobei der Mensch vielleicht weniger Gefahr läuft Unglück zu nehmen (wenn die Last das Uebergewicht erhält) als beim Laufrade, zumal wenn man, wie bei den früher in englischen Zuchthäusern gebräuchlichen Stufenrädern, eine grössere Zahl von Menschen neben einander stellt und ihnen für die Hände an einen horizontalen, festen, durchgehenden Balken (in der Brusthöhe) einen ge-

1) Es bedarf wohl kaum der Erwähnung, dass der Neigungswinkel $EDF = \alpha$ dieser schiefen Ebene gleich dem Winkel ist, welchen eine Verticallinie durch die Radachse *C* mit dem Halbmesser *CA* an der Auftrittstelle des Arbeiters bildet.

Das in *A* vertical niederwärts ziehende Gewicht $= G$ des Menschen zerlegt sich nach der Tangentenrichtung *AD* und nach der Richtung des Radius $\overline{AC}$, wovon erstere Composante auf Zapfenreibung wirkt und letztere die Umdrehkraft bildet, deren Grösse $G \sin. \alpha$ ist.

Gute Abbildungen von Laufrädern zur Haspelförderung findet man besonders in Lemke's Lehrbegriff der Maschinenlehre, ersten Theiles erste Abtheilung, Leipzig 1795, Taf. XIII.

hörigen Halt liefert, während sie ungehindert ihre Füsse wie beim Treppensteigen zum Treten verwenden können[1]).

Poncelet[2]) berichtet, dass derartige Räder von $1^m,3$ bis $1^m,5$ Durchmesser so breit vorgekommen sind, dass oft 20 Menschen neben einander Platz finden konnten. Dabei sollen die Arbeiter durchschnittlich pro Minute 50 Stufen, also pro Stunde 3000 Stufen von $0^m,2$ Höhe, steigen. In Summa wird täglich 7 Stunden gearbeitet, so dass die tägliche Leistung beträgt:

$$21000 \,.\, 65 \,.\, 0{,}2 = 273\,000^{mk},$$

wenn der Mensch 65 Kilogr. wiegt; dagegen:

$$21000 \,.\, 70 \,.\, 0{,}2 = 294\,000^{mk},$$

wenn sein Gewicht zu 70 Kilogr. angenommen wird.

Dupin (a. a. O., S. 75) bemerkt, dass diese tägliche Leistung sogar die Höhe erreichen könne von:

$$342528^{mk}.$$

Dieser bedeutenden Nutzleistung wegen macht man unter gewissen Umständen auch heute noch von Lauf- und Treträdern für gewerbliche, bergmännische und mercantilische Zwecke Gebrauch.

So sah der Verfasser noch im Sommer 1861 in Bern bei einem Aufzugskrahne für Bauzwecke bei einem neuen Gasthofe ein Laufrad in Thätigkeit, worin recht gemüthlich fünf freie Arbeiter ohne besondere Anstrengung liefen, auch die oberflächliche Schätzung eine nicht unbedeutende mechanische Wirkung ergab. So empfiehlt auch Kind die Anwendung des Tretrades zum Bewegen der Bohrgestänge bei der Herstellung von Bohrlöchern für bergmännische und hydraulische Zwecke etc.[3]).

Am allermeisten Anwendung, und zwar mit vollem Rechte, scheint zur Zeit noch das bereits erwähnte Sprossenrad (das Roue à chevilles der Franzosen) zu finden.

Combes berichtet über derartige Räder in seinem wiederholt citirten Werke (Hartmann, Bd. 1, S. 22), wie sie in den zahlreichen Steinbrüchen südlich von Paris, in den Ebenen von Montrouge und Beaugirard, angewendet werden, wovon auch Fig. 183 und 184 (beide in $^1/_{196}$ der wahren Grösse gezeichnet) entlehnt sind.

Statt der Stufen (der Treträder) sind diese Räder mit durch den Kranz gesteckten Bolzen oder Sprossen, wie bei einer Leiter, versehen (in unserem Beispiele bei $9^m,8$ Radhöhe mit 96 Sprossen)[4]). Bei der Arbeit mit einem solchen Rade wirkt ein Theil der Mannschaft, ähnlich wie beim Stufenrade,

1) Dupin (a. a. O., 3. Th., S. 75). Eine Abbildung eines solchen Rades findet sich u. a. bei Baumgartner, Mechanik in ihrer Anwendung auf Gewerbe, Taf. V, Fig. 176, sowie in der Description etc. des Brevets expirés, Tom. VII, 1824, P. 22.

2) Introduction à la mécanique industrielle, §. 209, nach der Revue encyclop. Tom. 24, P. 815.

3) Hartmann in der Uebersetzung von Combes' (Exploitation des mines) Bergbaukunst, Bd. 1, S. 53, wobei auch Abbildungen eines der angewandten Treträder zu finden sind.

4) In Fig. 183 sind weniger angegeben.

nur unterwärts gegen die Radsprossen, während der andere Theil bis zur Höhe des horizontalen Durchmessers emporklettert und sich dort zu erhalten sucht. An letzterer Stelle wirken die Arbeiter am allervortheilhaftesten durch ihr ganzes Gewicht, und zwar an einem Halbmesser, der bis zum Schwerpunkte des Menschen reicht, also den äusseren Halbmesser *ca* des Rades an Grösse noch übertrifft.

Zur Beurtheilung der täglichen Leistung der Menschen am Sprossenrade ist nur eine Angabe Navier's (Belidor, Arch. hydraul., a. a. O., S. 396) brauchbar, die sich übersichtlich in nachstehende kleine Tabelle bringen lässt:

	K	C	KC	T	$3600\,KCT$
Ein Arbeiter, welcher in der Horizontale des Sprossenrades wirkte	60^{k}	$0^{m},15$	$9^{mk},0$	Stunden 8	$259\,200^{mk}$
Ein Arbeiter, welcher nahe am unteren Ende des Sprossenrades thätig war .	12^{k}	$0^{m},70$	$8^{mk},4$	Stunden 8	$241\,920^{mk}$

Zur Erläuterung unserer Abbildungen (Fig. 183 u. Fig. 184) diene noch Folgendes:

Fig. 183.

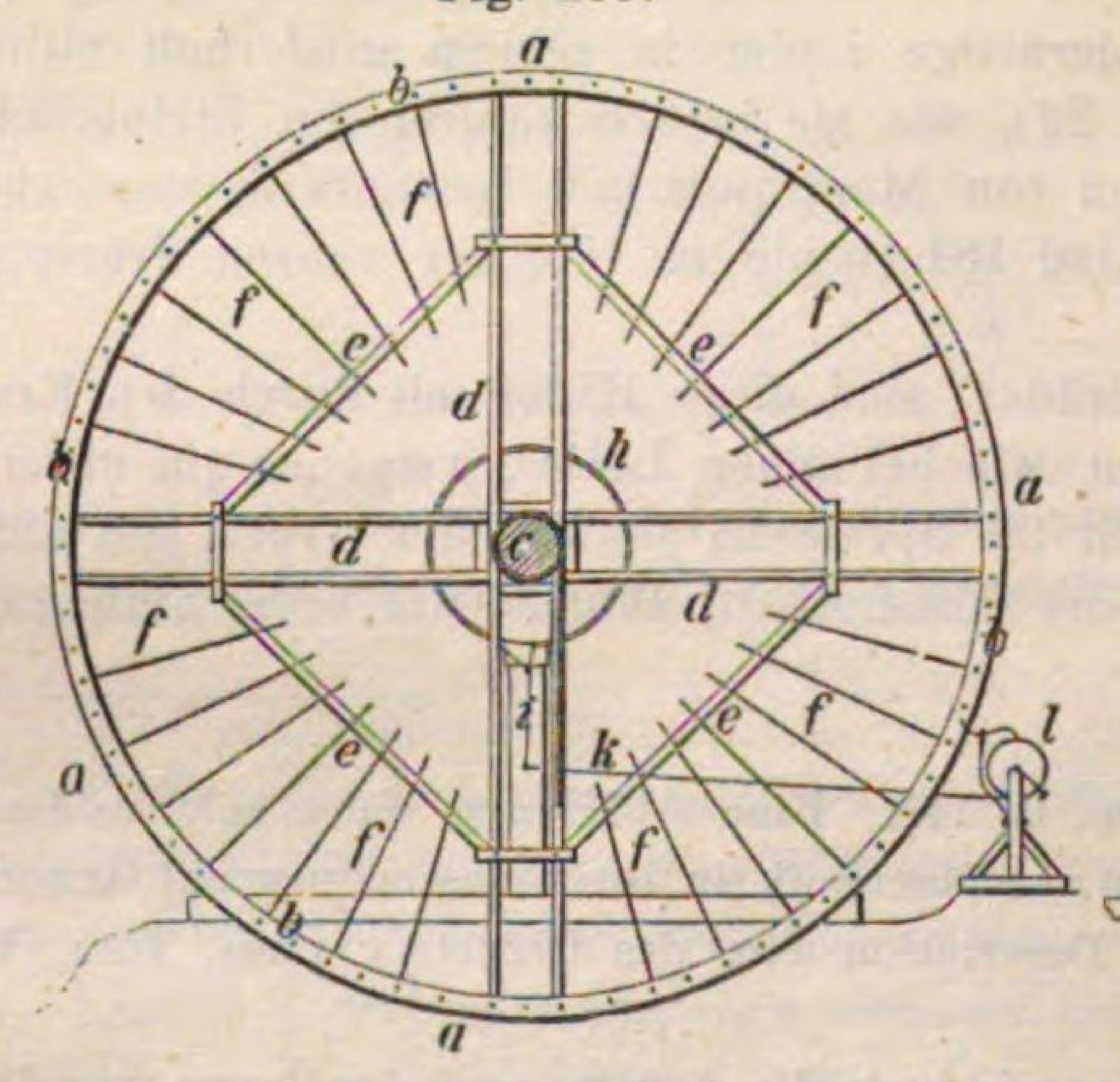
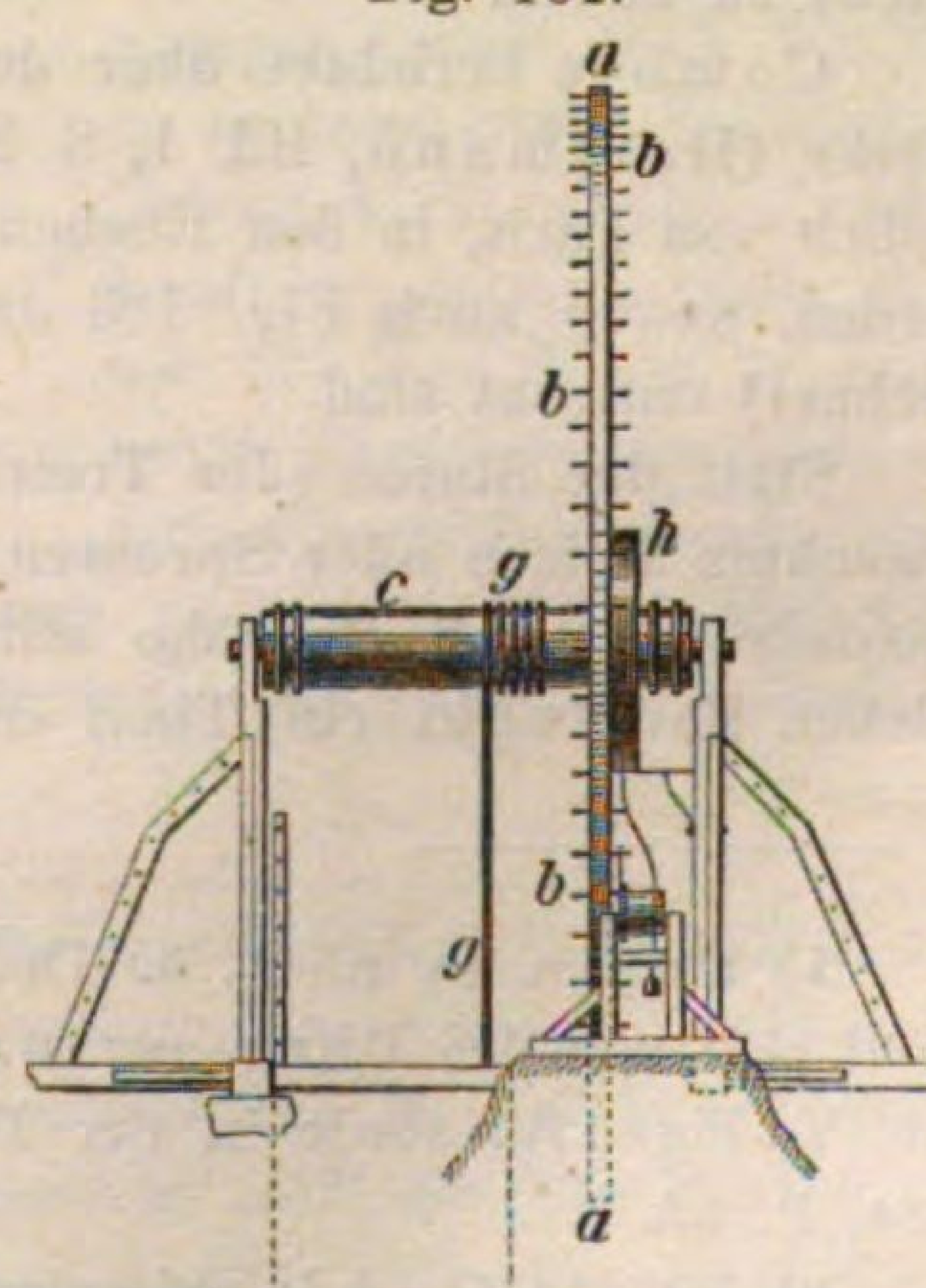


Fig. 184.



Das grosse Rad wird aus acht sogenannten Aufsteckarmen gebildet, welche in gehörigem Verbande die Welle *c* unverrückbar umschliessen, worauf sich das Förderseil *g* wickelt. Diese Hauptarme sind mit Riegel und Streben *e* ausgerüstet und ausserdem mit Helfarmen *f* versehen, damit der Radkranz *a* überall gehörige Stützung erhält.

Um Unglücksfälle zu vermeiden, welche aus beschleunigten rückgängigen Bewegungen der Maschine in den Fällen entstehen können, wenn Seilbrüche eintreten oder ein Theil der Mannschaft das Rad zu früh verlässt, macht man von Bremsen Gebrauch, die möglichst selbstthätig wirken. In unserem Beispiele besteht diese Bremse aus einem Kranze *h*, um welchen ein eisernes Blechband (ähnlich wie bei der Bremse Fig. 165, inwendig mit Holzklötzen ausgestattet) gelegt wird, dessen beide Enden an einem Hebel *i* befestigt sind, der durch ein Seil *k* mit einem kleinen Haspel *l* in Verbindung gesetzt ist und um dessen Welle sich eine Schnur wickelt, deren freies Ende mit einem Gewichte von 80 bis 100 Kilogr. belastet ist. Um letzteres Gewicht zum Anziehen und Wirken der Bremse thätig zu machen, bedarf es nur der Auslösung eines Sperrkegels, welches durch Klinkhebel sofort erfolgt, wenn bei der rückgängigen Bewegung die Griffe der letzteren von den Sprossen des Rades getroffen werden.

Zusatz. Unter den verschiedenen Maschinen, welche man nicht nur in Vorschlag gebracht, sondern auch wirklich angewandt hat, lediglich das eigene Gewicht des Menschen für Arbeitszwecke recht wirksam zu machen [1]), hat keine seiner Zeit so viel Aufsehen erregt, als die Aufzugsmaschine des französischen Ingenieurcapitains Coignet [2]).

Diese Maschine ist die Verwirklichung einer bereits von Coulomb ausgesprochenen Idee, die auch schon Borgnis durch eine Skizze (a. a. O., Pl. 2, Fig. 1) erläuterte, wovon aber vor Coignet nirgends eine praktische Anwendung gemacht worden zu sein scheint. Der Mensch steigt dabei unbelastet zu der Höhe, auf welche man Lasten fördern will, mit Hülfe einer gewöhnlichen Sprossenleiter empor und lässt sich dann zum Aufziehen der Last auf einer Plattform herab. Hierzu ist eine feste Rolle von grossem Durchmesser in gehöriger Höhe über der Förderstelle befestigt, über diese Rolle ein starkes Seil geschlagen und an jedem Ende desselben eine Fahrbühne (Plattform) befestigt, wo beim Gebrauche auf einer der unbelastete Mensch, auf der anderen die aufzuziehende Last Platz findet.

Coignet behauptet, von dieser Anordnung bei Erdtransporten für Festungsbauten ausserordentlich vortheilhafte Anwendungen gemacht zu haben, u. a. in Vincennes (bei Paris), wo bedeutende Erdmassen auf 13 Meter Höhe geschafft werden mussten. Dabei wurde zuerst die Erde mittelst Handkarren, deren Gesammtgewicht 72,5 Kilogr., also ungefähr so viel wie das Gewicht eines mittelstarken Mannes (70 Kilogr.) betrug, zur Aufzugstelle, und zwar direct auf die eine unten befindliche Plattform, gefahren, während sich auf die andere, anfänglich oben hängende, der Mann setzte, durch dessen Gewicht der Aufzug bewirkt werden sollte. Von drei hierzu commandirten Soldaten hatte fortwährend jeder entweder die Leiter zu ersteigen, oder sich herabzulassen,

1) Beispiele hiervon, durch Figuren erläutert, finden sich u. a. bei Borgnis, Composition des machines, Pl. 1 bis 3. Die von Borgnis selbst angegebene und empfohlene endlose verticale Strickleiter bespricht auch ausführlich Karmarsch in §. 21, Bd. 1 seiner Mechanik in ihrer Anwendung auf Gewerbe. Wien 1825.

2) Ausführliche Beschreibung und Abbildung der Coignet'schen Maschine enthält das Mémorial de l'officier du génie, Nr. 12, 1835, P. 285, Pl. 5.

oder er war in den betreffenden Vorbereitungen hierzu begriffen. Ein vierter Arbeiter nahm bleibend oben am Ende der Hubhöhe zwischen den beiden parallelen Seilen Platz und suchte, indem er das niedergehende Seil mit beiden Händen fasste, durch seine Muskelkraft einmal Zapfenreibungs- und Seilbiegungswiderstand zu überwinden, ein anderes Mal aber jede Beschleunigung oder Verzögerung der Bewegung zu verhindern, überhaupt letztere so viel als nur möglich gleichförmig zu erhalten.

Coignet nahm (ähnlich wie Coulomb und Saussure) hierbei an, dass jeder dieser Arbeiter, von durchschnittlich 70 Kilogr. Gewicht, seinen Körper in 10 Stunden auf 4030 Meter Höhe zu erheben im Stande sei, was für 3 Mann eine tägliche Leistung von $3 \,.\, 70 \,.\, 4030 = 846\,300^{mk}$ erwarten liess. Hierzu (durch besondere Versuche ermittelt) 5 Kilogr. zur Ueberwindung der passiven Widerstände und ferner 2,5 Kilogr. als Uebergewicht zu derjenigen Plattform gerechnet, worauf der betreffende Mann niederfährt und wenn man beachtet, dass überhaupt $\frac{4030}{13} = 350$ Hübe erfolgen, so erhält man als überdies erforderliches Arbeitsquantum (des vierten, stets oben an derselben Stelle bleibenden Mannes):

$$7{,}5 \,.\, 13 \,.\, 930 = 90\,675^{mk}.$$

Diesen Werth zum Arbeitsquantum der drei Steiger gefügt, liefert für die tägliche Totalleistung, welche auf die Maschine übertragen wurde:

$$936\,975^{mk}.$$

Da man während derselben Zeit 37,5 Cubikmeter Erde auf 13 Meter Höhe förderte und jeder Cubikmeter Erde 1800 Kilogr. wog, so stellte sich hiernach die tägliche Nutzleistung heraus zu:

$$13 \,.\, 37{,}5 \,.\, 1800 = 886\,860^{mk}.$$

Das Güteverhältniss $= \mathfrak{g}$ der Maschine ergab sich demnach zu:

$$\mathfrak{g} = \frac{886\,860}{936\,975} = 0{,}946,$$

was von keiner anderen Maschine zu erreichen sein dürfte.

Lässt diese Maschine auch nur eine beschränkte Anwendung zu, so verdient sie dennoch gewiss mehr Beachtung, als nach unserem Wissen bisher geschehen ist [1]).

Zweites Capitel.

Maschinen zur Aufnahme der Thierkräfte [2]).

§. 58.

Unter allen vierfüssigen Thieren ist es das Pferd, welches vorzugsweise zum Arbeiten an Maschinen verwandt wird, nächst

1) Nach unserer Quelle stellt sich auch die Kostenberechnung des Erdtransportes sehr vortheilhaft.

2) Ausser den §. 55 citirten Werken sind hier noch folgende nachzutragen: Leupold, Theatrum machinarum, Leipzig 1724, §. 266 etc. Als Ideenmagazin

diesem der Ochse, seltener der Maulesel und Esel, ausnahmsweise der Hund.

Alle diese Thiere arbeiten ihrer Körperbeschaffenheit nach am vortheilhaftesten, wenn sie beim geradlinigen Fortschreiten einen Zug ausüben können, oder wenn man ihr ganzes Gewicht dadurch wirksam macht, dass man sie auf bewegliche (schiefe) Flächen stellt und dabei veranlasst, immer denselben Platz einzunehmen, während der Fussboden entsprechend ausweicht.

Bei Weitem ungünstiger stellen sich die Leistungen der steten Körperwendung wegen, wenn man sie am Göpel (an der stehenden Winde) arbeiten lässt, und zwar um so mehr, je länger ihr Körper und je kleiner der Kreisumfang ist, in welchem man sie zu laufen zwingt.

Eine der einfachsten Methoden, Pferde ziehend beim geradlinigen Fortschreiten an Maschinen arbeiten zu lassen, ist die, welche man u. a. häufig beim Aufziehen von Baumaterialien auf Baugerüste, beim Emporheben von Statuen auf Fussgestelle etc. wahrnimmt, wo man an einem starken, entsprechend hohen Rüstbaume sowohl oben als unten eine feste Rolle (oder oben einen Flaschenzug) anbringt, über beide ein Seil führt und an einem Ende desselben die zu fördernde Last befestigt, während man an das andere Ende die Pferde spannt.

Da directe Versuche über Leistung der Pferde für diesen Fall nicht bekannt sind[1]), so werde zur betreffenden Abschätzung das mitgetheilt, was über

der ältesten von Pferden, Ochsen, Ziegen etc. bewegten Treträder, Tretscheiben etc. — Lemke, Lehrbegriff der Maschinenlehre, Leipzig 1795, Bd. 1, §. 258, Taf. XIV. — D'Heureuse, Anleitung zum Bau der Rossmaschine mit Stufenwalzen Berlin 1834. — Hoffmann, Das Tretrad als Triebwerk landwirthschaftlicher Maschinen, Wien 1844. — Schwahn, Lehrbuch der praktischen Mühlenbaukunde, Berlin 1847. — Ransomes, The implements of agriculture, London 1848, P. 147. — Courtois, Traité théorique et pratique des moteurs, Tome I, Moteurs animés, Tome II, Moteurs inanimés, Paris, 1846—50. — Burn, The book of farm implements and machines, London 1858, §. 1900, „The Horse-Wheel.“ — Noback, Bericht über die allgemeine Agricultur- und Industrie-Ausstellung zu Paris im Jahre 1855. Von einer österreichischen Commission bearbeitet. Viertes Heft, S. 26 (Vorrichtungen zur Benutzung animalischer Kräfte). — A. v. Kaven, Vorträge über Ingenieur-Wissenschaften. Hannover, 1870, Capitel II, S. 99. „Von den Leistungen der Zugthiere.“ Ein vortreffliches für Praktiker wie Studirende gleich empfehlenswerthes Werk. In letzterer Quelle findet sich auch eine übersichtliche Zusammenstellung über die Tragkraft des Pferdes, in welcher Beziehung wir auf den Nachtrag Nr. 8 am Ende dieses Bandes verweisen.

1) Die einzigen dem Verfasser bekannt gewordenen Angaben (vom Ingenieur Sonne) finden sich in der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für

die Grösse der täglich beim Ziehen der Pferde während ihres geradlinigen Fortschreitens auf horizontaler Bahn zu verrichtenden mechanischen Arbeit nach zuverlässigen Ermittelungen anzunehmen ist:

	K	C	KC	T	3600 KCT
Accord- oder Concurrenzarbeiten bei schweren Pferden [1].	70 k,2	1 m,17	82mk,0	Stunden 8	2 361 600mk
Arbeiten im Tagelohn oder bei festen Gehalten und leichten Pferden [2] . . .	56 k,8	1 m,10	62mk,0	8	1 800 000mk

Gegenwärtig verwendet man Pferde oder Ochsen als Motoren zum Maschinenbetriebe nur noch für Bergwerks- und Bauzwecke (Thonmühlen, Mörtelmühlen etc.), in der Landwirthschaft und dort, wo ein kleinerer Gewerb- oder Industriebetrieb die Anlage von Dampfmaschinen, calorischen Maschinen etc. aus der einen oder anderen Ursache unvortheilhaft oder unzulässig macht. In

das Königreich Hannover, Bd. 4, 1858, S. 418, woselbst die Nutzarbeit (nicht Totalarbeit) angegeben ist, wenn man das Pferd an das horizontal gerichtete Seilende einer festen Rolle spannt und die Last an einem Flaschenzuge (zwei einscheibige mit einem einscheibigen Kloben) hängt, an welchem man das andere Ende des bemerkten Seiles befestigte. Nach Sonne's, aus einigen hundert Beobachtungen abgeleiteten Angaben ist die Nutzarbeit eines Pferdes (als Einspänner): 85mk pro Secunde (= 625 Fusspfd. hannov.), dagegen eines Pferdes im Zweigespann unter sonst gleichen Umständen: 72mk pro Secunde (= 530 Fusspfd.). Dabei wird jedoch ausdrücklich hervorgehoben, dass beim Bau des Indreviaducts die Leistung bei schwereren Lasten (von 25 bis 30 Ctnr. statt 15 bis 20 Ctnr. bei den hannoverschen Arbeiten) sich noch höher, nämlich zu 115mk (850 Fusspfd. hannov.) pro Secunde, berechnete. Hierbei ist wohl zu beachten, dass derartige Aufzugsarbeiten mit vielen und langen Pausen untermischt sind!

1) Nach zuverlässigen Ermittlungen des Wegbauraths Bokelberg in Hannover: „Ueber Strassengefälle und deren Einfluss auf die Nutzleistung der Zugthiere.“ Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 1, 1855, S. 71. Ueber Leistungsangaben für schwere Fuhrwerke nach in der Provinz Hannover gemachten Erfahrungen sehe man Bd. III. der Allgemeinen Maschinenlehre, S. 87, Note 1.

2) Abschätzung nach d'Aubuisson, Traité d'hydraulique, Paris 1840, P. 345 (Pferde, welche Canalschiffe ziehen), Fourier, Ann. des ponts et chaussées, 1836, Tom. 2, P. 92, wobei folgende Tabelle zu Grunde gelegt ist:

allen diesen Fällen lässt man die Thiere entweder an Göpeln, oder auf sogenannten Tretbühnen arbeiten, wobei zugleich in einfachster Weise eine Drehbewegung der vorhandenen Lastmaschine zu Stande gebracht wird.

I. Göpel.

Die Göpel kann man in feststehende und transportable unterscheiden, je nachdem sie zu ihrer Aufstellung ein besonderes, entsprechend festes Gebäude (Haus, Schoppen, Scheuer) nöthig machen, um die zur Stützung und Lagerung erforderlichen Punkte zu gewinnen, oder das ganze Maschinenwerk in ein selbst-

Beobachter.	K	C	KC	T	$3600\,K(T)$
Navier	60 k	0 m,90	54 mk,00	10	1 944 000mk
Edgeworth . . .	45 k	1 m,10	49 mk,50	10	1 782 000mk
Wood	51 k	0 m,88	44 mk,88	10	1 632 000mk

und Moll, Encyklopédie pratique de l'agricultur, Tom. IV, Paris 1861, Artikel „Charrue". Moll bemerkt u. a. P. 718, dass das Arbeitspferd des Landmannes während einer reinen Arbeitszeit von 9 Stunden des Tages bei 0m,80 Geschwindigkeit pro Secunde keinen grösseren Widerstand als den von 80 Kilogr. zu überwinden im Stande sei. An einer anderen Stelle, P. 717, setzt Moll für die tägliche Leistung eines ländlichen Arbeitspferdes 1 829 000mk.

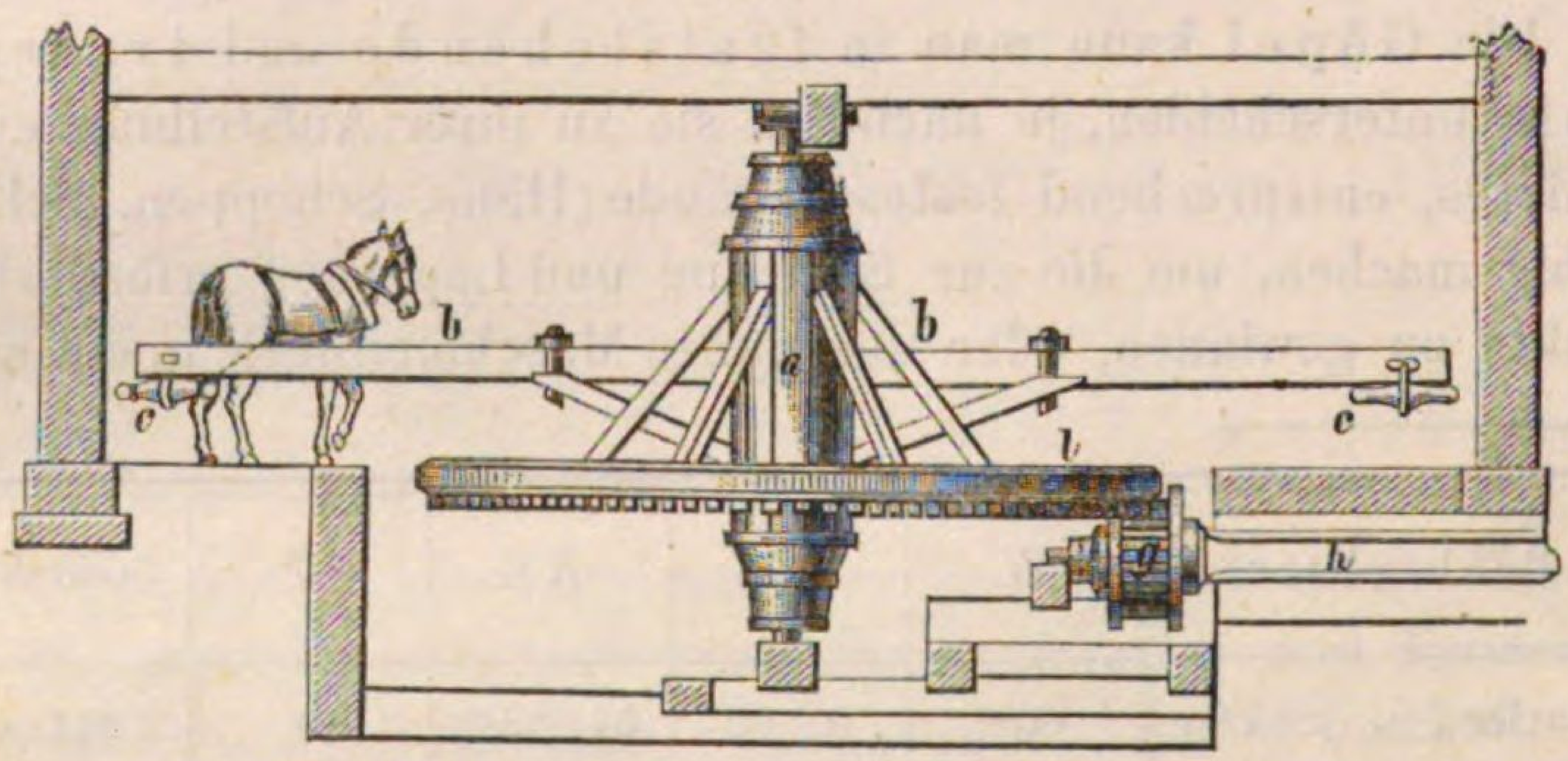
Bei den von Bokelberg citirten Versuchsangaben sind einige unbeachtet geblieben, die wir hier nachtragen:

	K	C	KC	T	$3600\,KCT$
Dupin, Geometrie und Mechanik der Künste und Handwerke Bd. 3, S. 125, sowie auch Courtois, Traité des moteurs, P. 105	90 k	1 m,110	99 mk,9	Stunden 8	2 880 000mk
Morin, Aide-mémoire	70 k	0 m,900	63 mk,0	10	2 268 000mk
d'Aubuisson, Hydraulique, P. 345 (Pferde beim Schiffsziehen)	65 k	0 m,954	62 mk,0	11	2 457 000mk

ständiges, unabhängiges Gestell (Gerüst) eingebaut ist, mit welchem es leicht von einer Stelle zur anderen geschafft und darnach sofort brauchbar gemacht werden kann.

Einen Göpel der ersteren Gattung stellt Fig. 185 im Aufrisse und Fig. 186 im Grundrisse dar. Dabei ist *a* die stehende Welle, woran die Zugbäume oder

Fig. 185.



Schwengel *b* gehörig befestigt sind und an deren äussersten Enden ein Haken, Bolzen (der Schwengelnagel) oder dergleichen angebracht ist, um die Pferde entsprechend anspannen zu können. Die Fortpflanzung der Bewegung beim Umgange der Pferde erfolgt (hier) durch ein grosses hölzernes Kammrad *l*, welches in ein sogenanntes Stöckengetriebe *g* greift, dessen Welle *h* zur Lastmaschine führt.

Obwohl letztere Radanordnung nicht zu den mechanisch vollkommenen gezählt werden kann, die Reibung grösser ist, als wenn gute eiserne Kegelräder in Anwendung gebracht werden, so bietet sie doch den grossen Vortheil, dass Reparaturen leichter und schneller vorgenommen werden können, was um so wichtiger ist, je entfernter sich der Aufstellungsort von einer Maschinenfabrik befindet.

Das Pferd ist hier an eine einfache Waage (Ortscheit) *c* gespannt, ohne dabei eine (gewöhnliche) Deichsel zu benutzen, weil diese leicht Veranlassung

Courtois (a. a. O., P. 104) macht für die tägliche Leistung der Pferde beim Ziehen auf horizontaler Bahn (sobald sie an die Arbeit gewöhnt sind) je nach ihrem Gewichte ($= G$) folgende Angaben:

G	K	C	KC	T	$3600\,KCT$
300^{k}	30^{k},58	1^{m},0	30^{mk},58	10	1 100 630^{mk}
500^{k}	50^{k},96	1^{m},0	50^{mk},96	10	1 834 560^{mk}
700^{k}	71^{k},35	1^{m},0	71^{mk},35	10	2 568 240^{mk}

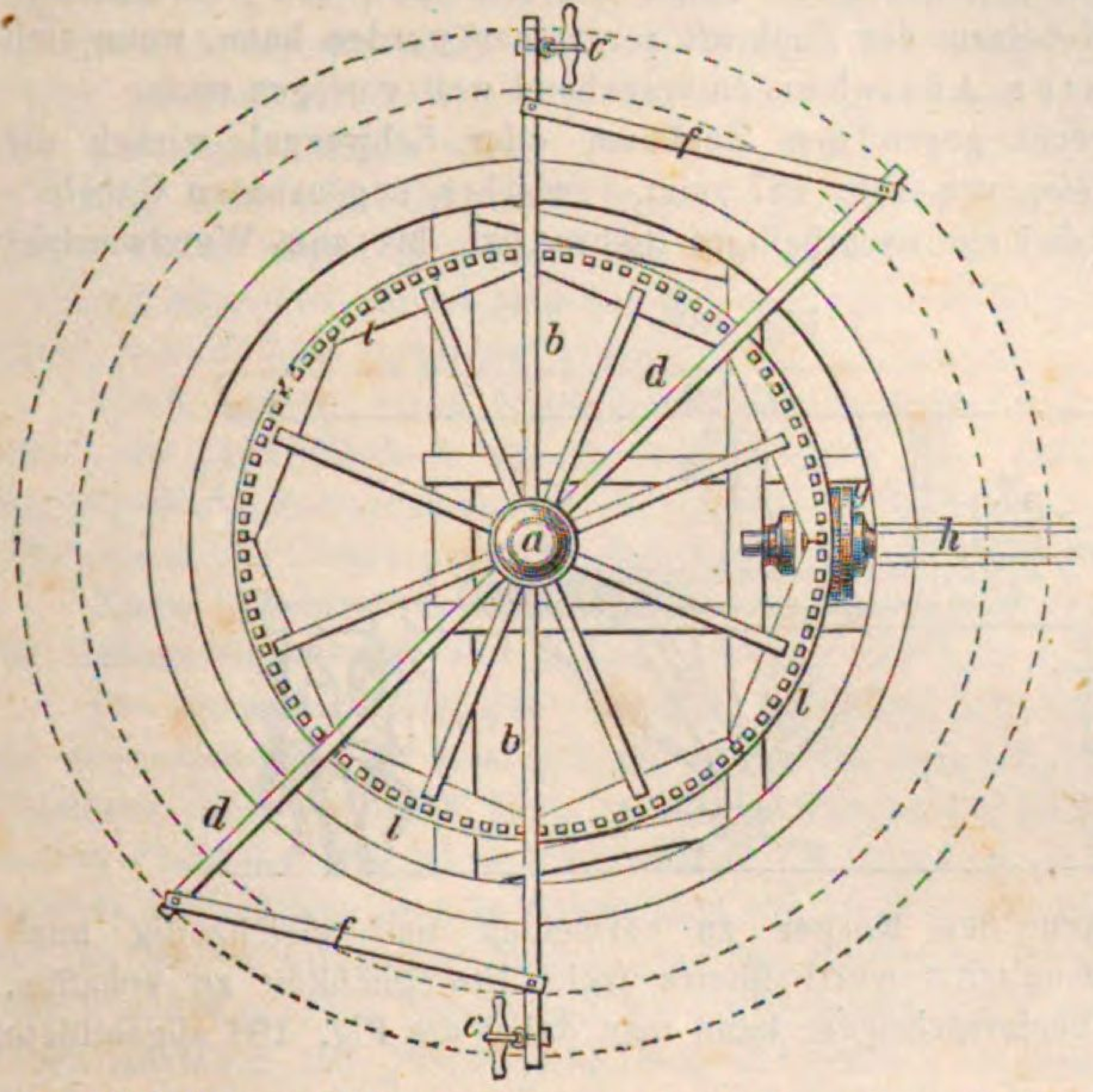


Fig. 186.

zu einer sehr schiefen Zugrichtung giebt und vollkommen durch eine sogenannte Absprengstange f ersetzt wird, die man gegen die Welle a hin mittelst eines Baumes d gehörig verstrebt.

Um das bereits erwähnte ermüdende stete Wenden des Thierkörpers so günstig wie möglich zu gestalten und die Zugrichtung gegen den Arm ca nicht zu schief (den mechanischen Hebelarm nicht zu klein) zu machen, sollte man den Abstand des Schwengelnagels von der Wellachse a überhaupt nie geringer als 4 Meter (14 Fuss) nehmen.

Auch die Richtung der Zugstränge gegen den Horizont ist (ähnlich wie beim Pflügen und Wagenziehen) nicht gleichgültig. Nach den sorgfältigen Versuchen Cavalli's [1]) ist dieser Winkel 18 Grad zu nehmen, was auch mit An-

1) Notizblatt des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 3, 1854, S. 562. Cavalli stellte seine dynamometrischen Versuche mit einem Militairpferde an, dessen Gewicht 520 Kilogr. betrug, während es eine grösste (absolute) Kraft ohne Geschwindigkeit von 400 Kilogr. zeigte.

Courtois (a. a. O. S. 108) hält die momentane Zugkraft der Pferde von ihrem Gewichte abhängig, und zwar setzt er, wenn G das Gewicht und K_0 die grösste Zugkraft bezeichnet, welche auf Augenblicke ausgeübt werden kann:

G	300 Kil.	500 Kil.	700 Kil.
K_0	428	611	713

Werthe, die etwas gross gegriffen sein dürften.

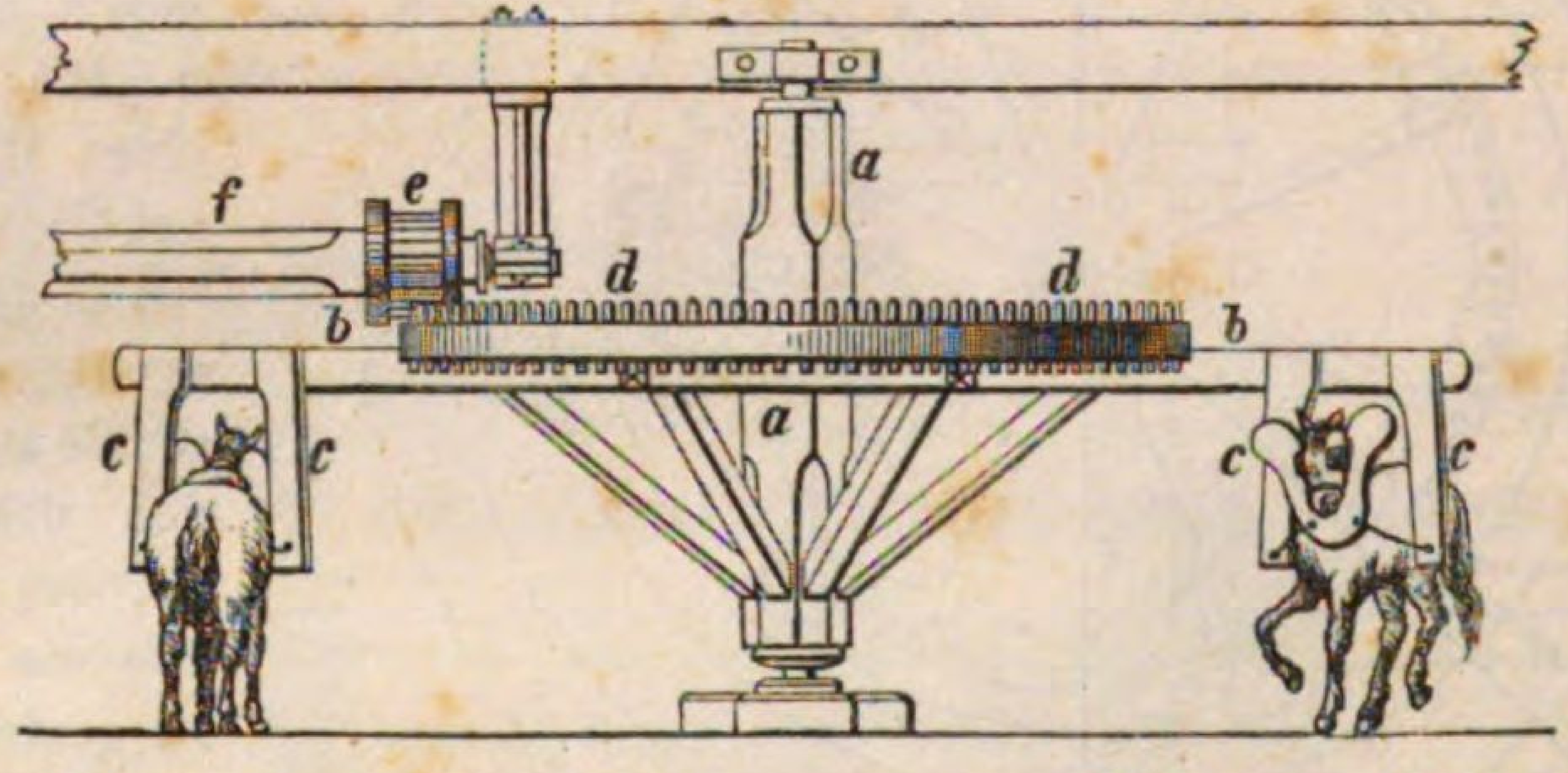
Nach Guényveau variirt K_0 zwischen 300 und 500 Kilogr.

Nicht nur die momentane, sondern die Zugkraft der Pferde (und Menschen) überhaupt ist unbedingt von ihrem Gewichte abhängig, ein Umstand, der gewöhnlich nicht genug beachtet wird, obwohl dies bereits im vorigen Jahrhundert von Deparcieux in einer trefflichen Abhandlung, vom Standpunkte der rationellen Mechanik, nachgewiesen wurde. Man sehe deshalb die Mémoires de l'académie des sciences, Année 1760, P. 263.

gaben der Engländer übereinstimmt[1]). Ueberhaupt giebt man den Strängen besonders deshalb eine geneigte Lage, damit der Hebelarm des Widerstandes verringert und der Hebelarm der Zugkraft vergrössert werden kann, wenn sich das Thier beim ersten Anziehen entsprechend weit vorlegen muss.

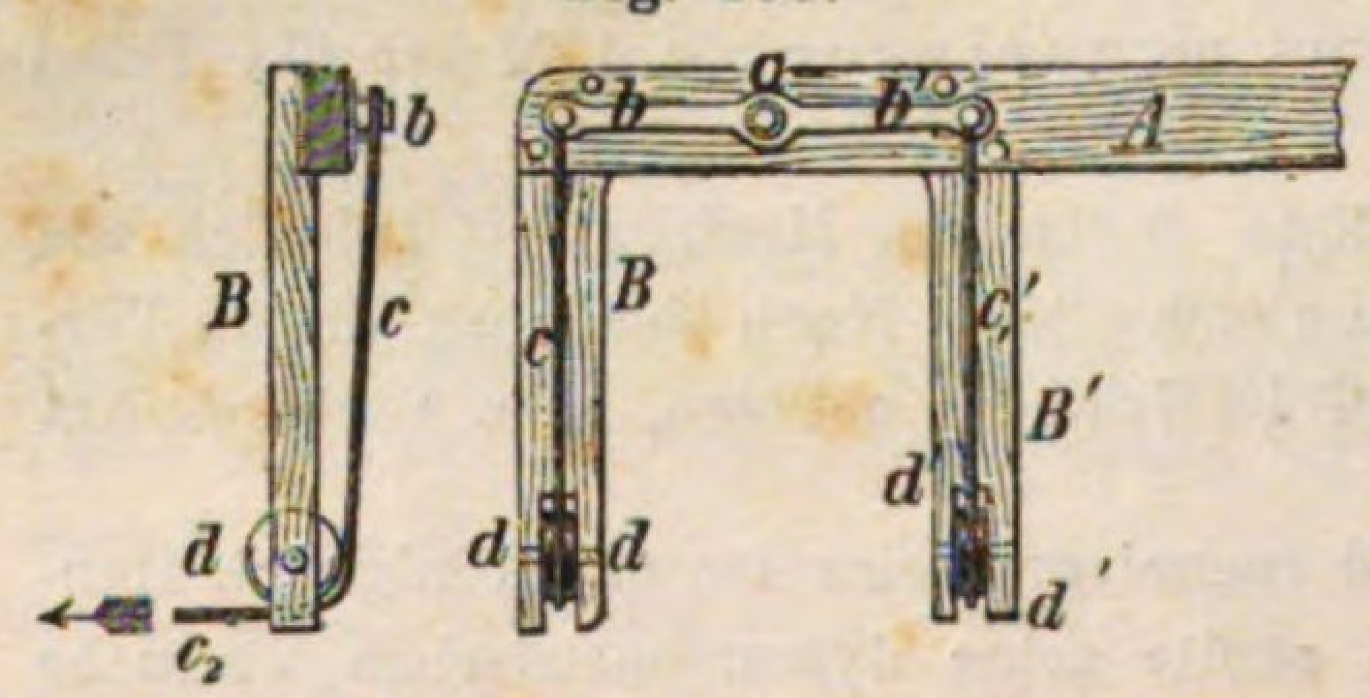
Besser winkelrecht gegen den Zugbaum oder Schwengel wirken die Thiere, wenn man sie, wie Fig. 187 zeigt, zwischen sogenannten Gabeln *c* laufen lässt. Um dabei ein nachtheiliges Reiben (oft bis zum Wundwerden)

Fig. 187.



der Gabelenden gegen den Körper zu vermeiden und gleichzeitig auch den Thieren eine möglichst vortheilhafte freie Beweglichkeit zu schaffen, ohne die Arbeit zu beeinträchtigen, kann man dabei die Fig. 188 abgebildete Anordnung treffen.

Fig. 188.



An der hinteren Seite der Zugbaumenden *A* (rückwärts der Stelle, wo die Hängearme *B B'* eingelassen sind) ist ein Bolzen *a* befestigt, der einem gleicharmigen Hebel *b a b'* zur Drehachse dient. Von den Enden *b b'* dieses Hebels gehen starke Zugschnüre *c c'* herab, die weiter über Rollen *d d'* geleitet sind, welche in entsprechenden Ausschnitten an den freien Enden der Hängearme *B B'* angebracht sind. Die Fortsetzungen der Schnüre (Stricke) c_2 (in der Seitenansicht von Fig. 188) bilden unmittelbar die am Geschirr der arbeitenden Thiere befestigten Zugstränge. Nach in Hannover gemachten Erfahrungen arbeiten die Thiere sehr gern in diesem Hängearmsysteme.

Um für den Fall, dass mehrere Thiere gleichzeitig in den Göpel gespannt sind, alle zu möglichst stetigem Anziehen zu veranlassen, darf man die hinteren

1) Burn, The book of farm implements and machines, §. 504.

Deparcieux, a. a. O., zeigt sehr treffend die Nothwendigkeit schräg gerichteter Zugstränge, indem dadurch das statische Moment des Widerstandes vermindert wird. Nach angestellten Versuchen (jedoch in weit beschränkteren Maassen wie Cavalli) giebt er als vortheilhaftesten Winkel (a. a. O. P. 272) 14 bis 15 Grad an. Ausführlicher Allgem. Maschinenlehre, Bd. III, S. 126 ff.

Enden der Zugstränge oder Ketten nicht an den äussersten Punkten des Hebels *abb'* (Fig. 188) fest machen, sondern muss sie durch daselbst angebrachte Oehsen ziehen (oder leitet sie über Rollen) und bringt sie weiter mit einem festen Systeme von Kloben oder Rollen in Verbindung, über welche eine endlose Kette geschlungen ist.

Die beste dem Verfasser bekannt gewordene derartige Anordnung von Christie in Rhynd (Fifeshire), von der Highland and Agricultural Society of Scotland approbirt, findet sich bei Burn[1]) ausführlich beschrieben und abgebildet, worauf hier verwiesen werden muss.

Noch andere Arten feststehender Göpel, namentlich solcher mit Spiralkorb, um beim Fördern aus tiefen Schächten das veränderliche Seil- oder Kettengewicht entsprechend auszugleichen, findet man im 4. Bande, Artikel „Maschinen zur Ortsveränderung der Körper," S. 420 ff. ausführlich besprochen.

Einen beliebten transportablen Göpel englischer Construction zeigt in $^1/_{36}$ der wahren Grösse Fig. 189 im Aufrisse und Fig. 190 im Grundrisse.

Die stehende Welle AA ruht hier auf einem kräftigen hölzernen Riegel, der mit Langschwellen mm gehörig verbunden ist, während das obere oder Halslager von zwei durch Keile stellbaren Zangen pp umfasst wird. Auf dem oberen Ende der stehenden Welle ist ein gusseisernes Armkreuz B befestigt, welches vier Hülsen zur Aufnahme der vier Zugbäume oder Schwengel D bildet, an deren äussersten Enden sich die Zughaken E zum Anspannen der Pferde befinden. Um Stösse und Erschütterungen beim Antreiben und plötzlichen Anziehen der Pferde möglichst unschädlich zu machen, sind die Zughaken E nicht direct an den Schwengelenden, sondern indirect mittelst sogenannter C-Federn F befestigt.

Zur möglichst gleichmässigen Vertheilung der Zugkräfte auf alle vier Schwengelarme und um zugleich das öftere Brechen der hölzernen Bäume zu verhindern, hat man sogenannte Spannstangen yy zwischen je zwei Arme gebracht, die von der Mitte aus durch ein Schraubengeschlinge z mehr oder weniger angezogen werden können.

Die Uebertragung der Bewegung von der stehenden Welle auf die mit Hook'schen Universalgelenken versehenen Triebachsen w oder x (Grundrissfigur) erfolgt zunächst durch die Stirnräder R und r mit beziehungsweise 108 und 16 Zähnen bei reichlich 2 Zoll (engl.) Theilung und durch das Kegelradpaar st mit beziehungsweise 64 und 15 Zähnen bei $1^3/_4$ Zoll Theilung. Soll nicht mit der Welle w, sondern mit der Vorlegewelle x gearbeitet werden, so hat man für die betreffenden Umdrehzahlen die beiden Stirnräder u (mit 34 Zähnen) und v (mit 16 Zähnen) bei $1^1/_2$zölliger Theilung zu beachten, so dass sich dann für jeden Umgang der Thiere die Umdrehzahl der Welle x berechnet zu:

$$\frac{108}{16} \cdot \frac{64}{15} \cdot \frac{34}{16} = 61^1/_5.$$

Eine andere Gattung transportabler Göpel zeigt Fig. 191 in $^1/_{36}$ wahrer Grösse. Es ist dies System im Königreiche Hannover durch den Mechaniker Kehlmann in Badbergen (unweit Osnabrück) ungemein verbreitet und hat

1) The book of farm implements and machines, §. 1907, Plate XXIX.

sich ungetheilt das Vertrauen des Publikums, namentlich der Landwirthe, erworben.

Fig. 189.

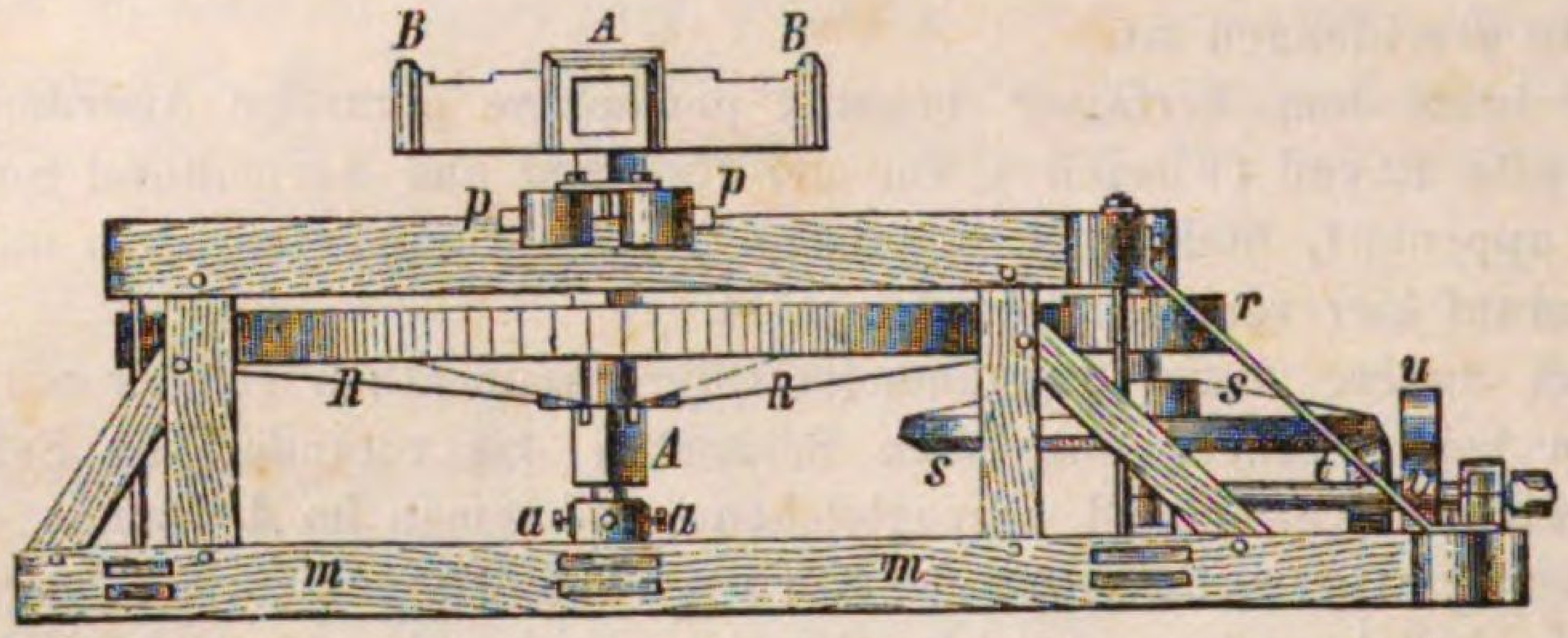


Fig. 190.

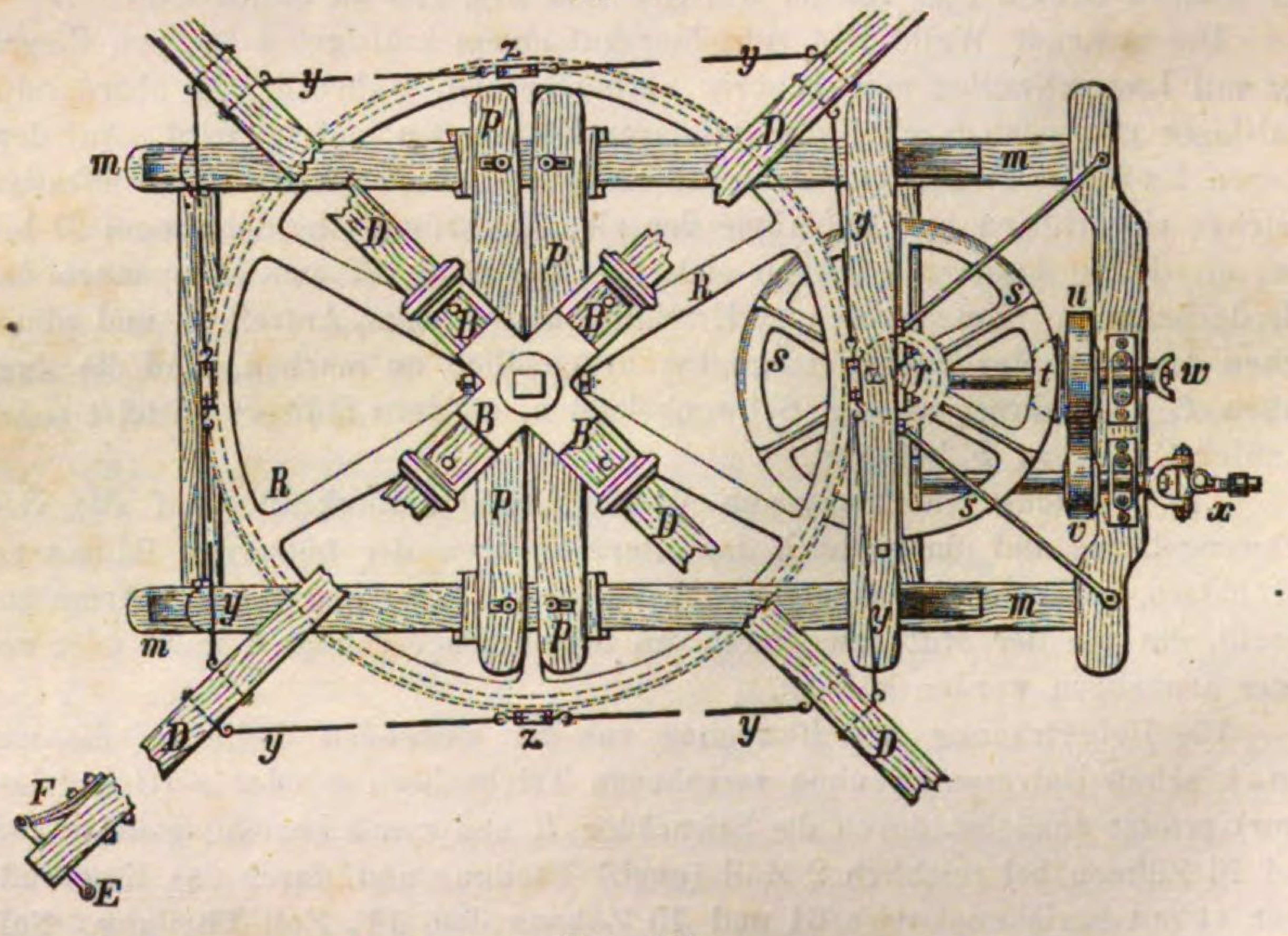
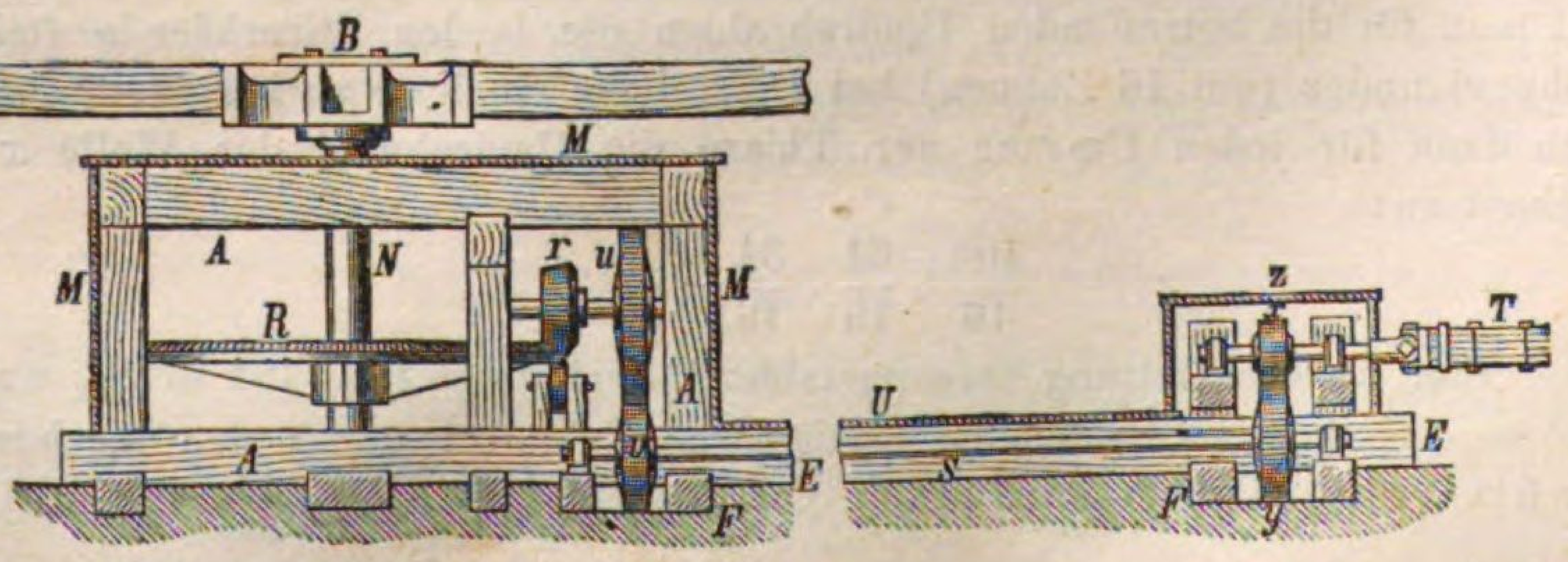


Fig. 191.



Von der vorher beschriebenen Disposition unterscheidet sich die Kehlmann'sche hauptsächlich in zwei Punkten, nämlich darin, dass

einmal die erste Uebersetzung aus zwei Kegelrädern R und r und nicht durch Stirnräder gebildet ist, und ein anderes Mal, dass die Lauf- oder Rennbahn der Pferde zwischen dem zweiten (uv) und dritten Vorgelege (xy) liegt und letzteres durch eine trapezförmige Rahmenverbindung SFE mit dem Hauptgestelle A fest verbunden ist. Dass sich dabei die Transmissionswelle, worauf die Räder v und y gemeinsam stecken, zwischen den Langhölzern S befindet und oben durch starke Bohlen eine Decke U gebildet ist, die zugleich eine feste Brücke für die darübergehenden Pferde abgiebt, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Eine dritte Eigenthümlichkeit, wodurch sich Kehlmann's Construction namentlich von den Göpeln der Engländer Ransomes, Garrett etc., sowie von Schneitler und Andrée[1]) in Berlin und noch Anderen unterscheidet, besteht darin, dass die Zähne des ersten grossen Kegelrades R nach oben und nicht nach unten gekehrt sind.

Die beiden ersten Stirnräder durch Kegelräder zu ersetzen, hat hauptsächlich den Vortheil, dass dadurch der ganze Bau in einem seiner wesentlichsten Theile solider wird.

Es liegt nämlich in der Natur der Sache, dass man den oberen (freistehenden) Theilen des Gestelles nie die Stabilität geben kann, wie den unteren Theilen, die auf oder unmittelbar über dem Boden befindlich sind, und in dieser Hinsicht liegen die beiden Stirnräder Rr (Fig. 190) zu hoch. Hierdurch kommt es, dass in den meisten Fällen das obere Halslager der ersten Welle nicht leicht in Ordnung zu halten und der Eingriff der Zähne schwieriger zu reguliren ist.

Auch macht das Schmieren der Stirnradzähne mehr Mühe, wird in Folge dessen häufig vernachlässigt, noch gar nicht zu gedenken, dass bei warmem Wetter das Fett von den vertical stehenden Zähnen der Stirnräder leicht abfliesst.

Dass die Zähne des ersten Rades R bei Kehlmann nach oben und nicht (wie bei Ransomes, Garrett, Schneitler und Andrée etc.) nach unten gerichtet sind, hat den entschiedenen Vortheil, dass dadurch das Bestreben dieses Rades wegfällt, bei angestrengter Arbeit sich zu heben, mehr oder weniger aus dem Eingriffe zu kommen, dem doch auf die Dauer weder durch Leitrollen noch durch Halsringe genügend zu begegnen ist. Um bei dem Ueberwältigen grosser Widerstände ein Drängen des (Kehlmann'schen Rades (Fig. 191) nach unten zu verhindern, ist dasselbe (unterwärts) mit einer abgedrehten Leitbahn versehen und unter der Eingriffsstelle des Getriebes r eine Führungs- und Stützrolle angebracht.

Die äusserste Lagerstelle, wo die Bewegung nach meist schiefer Richtung (wie bei Dreschmaschinen) mit Hülfe eines Hook'schen Universalgelenks fortgepflanzt wird, mit dem Hauptgerüst A des Göpels durch zwei feste Langhölzer S brückenähnlich unabänderlich zu verbinden, hat den grossen Vortheil, dass jede schädliche Verschiebung und schwankende, zitternde Bewegung wegfällt und die Aufstellung des ganzen Werkes selbst von Unkundigen leicht

1) Schneitler und Andrée, Die neueren, wichtigeren landwirthschaftlichen Maschinen und Geräthe, Leipzig 1861, S. 379. Der citirte Göpel aus der eigenen Fabrik dieser Herren hervorgegangen, verbindet schon die Lagerstelle des zweiten Räderpaares durch ein Balkentrapez mit dem Hauptgestelle.

und sicher beschafft werden kann. Die lange, unter der Brücke *U* durchgehende Welle hat zur Unterstützung noch ein drittes (in unserer Abbildung weggelassenes) Lager, und zwar nicht ganz in ihrer Mitte, wodurch jedes Zittern vermieden wird.

Um dem Einwande indirect zu begegnen, dass herabfallende Gegenstände leicht zwischen die Zähne der Kegelräder *Rr* kommen, wodurch Brüche veranlasst werden könnten, hat Kehlmann den ganzen Bau überall mit Holzverkleidungen *MZ* versehen, die überhaupt auch in mehrfacher anderer Beziehung als Schutzmittel (für das Arbeitspersonal) zu empfehlen, auch überdies leicht zu entfernen sind.

Das Haupträderpaar *Rr* (Fig. 191) hat bei $1^7/_8$ Zoll Theilung (zu vierspännigen Pferdegöpeln) beziehungsweise 70 und 15 Zähne. Von dem ersten Vorgelege hat *u* 51 Zähne und *v* 14, die Theilung beider ist $1^3/_{16}$ Zoll. Endlich hat das zweite Vorgelege *xy* resp. 34 und 13 Zähne bei 1 Zoll Theilung. Hiernach entsprechen einem Umgange der Pferde:

$$\frac{70}{16} \cdot \frac{51}{14} \cdot \frac{34}{13} = 44{,}46$$

Umläufe der äussersten Betriebswelle *T*.

Von den (nach amerikanischen Vorbildern) ganz aus Eisen hergestellten Göpeln verdient unter Anderen die Ransomes'sche Construction Erwähnung, indem diese Fabrik das grosse (erste) Kegelrad *R* mit Kranz ohne Zähne herstellt, letztere auf kurze Bogenstücke giesst und diese mittelst Schrauben auf dem Kranze befestigt. Hierdurch erreicht man, dass beim Bruche einzelner Zähne das ganze Rad noch brauchbar bleibt und nur das Einsetzen eines betreffenden Bogenstückes erforderlich wird. Abbildung und Beschreibung dieser Göpel findet sich u. a. in dem vom Verfasser geschriebenen Artikel „Göpel" der Supplemente zu Prechtl's Technologischer Encyklopädie, Bd. 3, S. 404.

Eine recht compendiöse Gattung transportabler Göpel, welche (seit der Londoner Weltausstellung vom Jahre 1851) bis noch vor Kurzem von vielen Seiten empfohlen und zuerst (in dieser eigenthümlichen Zusammenstellung) [1]) von den englischen Mechanikern Barrett and Andrews in Reading ausgeführt wurde, zeigen die Fig. 192 (im Verticaldurchschnitte) und 193 (im Grundrisse).

Sämmtliches Räder- und Achsenwerk der Maschine wird von einem gusseisernen Cylinder *A* umschlossen, der mittelst Schrauben auf einem Holzbalkengeschlinge *Z* befestigt ist, welches letztere einfach in den Erdboden eingelassen wird.

Oberwärts wird *A* durch einen Deckel *B* geschlossen, der sich auf dem Rande des Cylinders *A* frei drehen kann. Unterhalb ist *A* offen, jedoch sind daselbst vier Arme *a* eingezogen, welche gleichzeitig zur Auflage für Welllager geeignet gemacht sind.

1) Bei feststehenden Göpeln hatte man schon vor 1851 (in Frankreich) das Hauptsächlichste dieser ganzen Construction, nämlich die Planetenradverzahnung in Anwendung gebracht, was u. a. eine schöne Göpelzeichnung in Le Blanc's Recueil des machines, Tom. 4, Pl. 7 beweist. Ueberdies machte man auch früher von derselben Anordnung bei englischen Ankerwinden mehrfach Gebrauch.

Am oberen Rande des Cylinders *A*, und zwar innerhalb desselben, ist ein Zahnkranz *D* angegossen, der, wie *A* selbst, an der Umdrehbewegung des

Fig. 192.

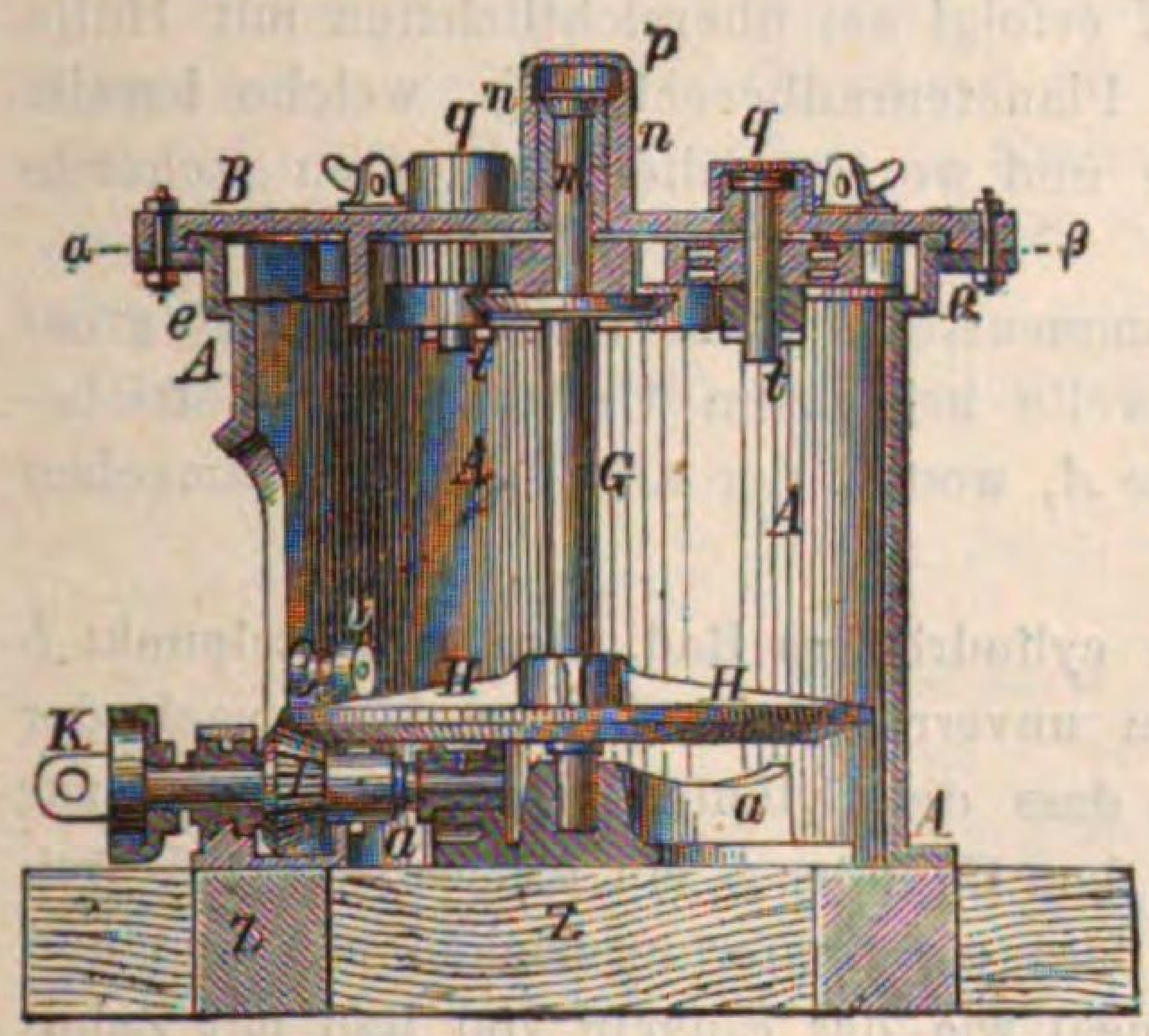
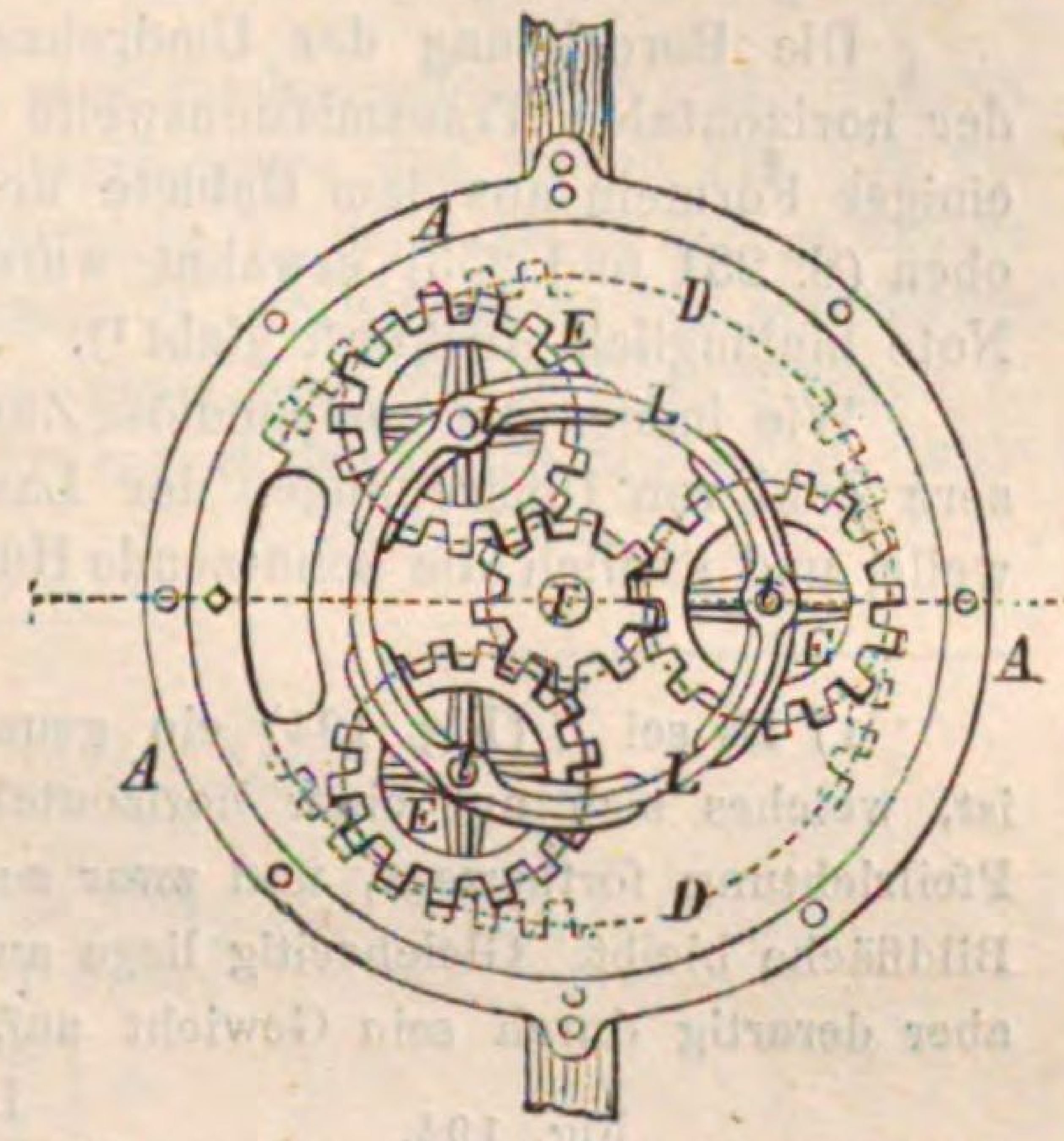


Fig. 193.



Deckels *B* nebst dessen Rädern nicht Theil nimmt. In den unbeweglichen Zahnkranz *D* greifen drei gleich grosse Stirnräder *E*, welche sämmtlich wieder in die Zähne des auf der Welle *G* befestigten Getriebes *F* fassen. Wird dann der Deckel *B* (auf welchem die in der Zeichnung weggelassenen Armhülsen der Zugbäume festgegossen sind) in Umdrehung versetzt, so wird auch von den Rädern *E* das Rad *F* zum Umlaufe veranlasst und mit letzterem die stehende Welle *G*, von der aus die Bewegung durch das Kegelradpaar *HI* auf die mit Hook's Gelenk versehene Transmissionswelle *K* fortgepflanzt wird. Zwei kleine Führungsrollen *v* (Fig. 192), deren Achsen am Mantel des Cylinders *A* festsitzen, laufen auf einer gehörig abgedrehten Fläche des grossen Kegelrades *H* und verhindern ein einseitiges Emporheben dieses Rades an der Stelle des Widerstandes bei *I*.

Es dürfte nunmehr noch der Deckel *B* mit seinem unter ihm angebrachten Räderwerke einige Erklärung erfordern und zu diesem Ende vor Allem auf den Ring *L* (Fig. 193) aufmerksam zu machen sein, der (gewöhnlich) mit dem Deckel aus einem Ganzen gegossen ist. Dieser Ring dient zur Aufnahme der Achsen *t*, um welche herum sich völlig frei die Räder *E* bewegen, die sich überdies mit ihren Naben auf cylindrische Ansätze des Ringes *L* stützen. Bei der Drehung des Deckels *B* greifen die Zähne der Räder *E* in die des unverrückbaren Zahnkranzes *D* und werden dadurch zu einer Umdrehung um ihre eigenen Achsen *t* genöthigt, welche Bewegung sie dann dem Getriebe *F* und der Welle *G* mittheilen. Zu bemerken wird kaum erforderlich sein, dass die Welle *G* mit ihrem oberen Zapfen *m* völlig frei in einer Büchse *n* des Deckels *B* drehbar ist. Das Schmieren des Zapfens *m* kann durch Oeffnen der Klappe *p* sehr leicht erfolgen. Eben solche Oeffnungen, zum Oelen der Räder *E*, werden durch die Klappe *q* verschlossen.

Wie leicht klar wird, dreht sich der Deckel *B* ohne Weiteres auf der etwas verbreiterten Kante des feststehenden Cylindermantels *A*, worin natürlich eine Hauptquelle der überhaupt beträchtlichen Reibungen des ganzen Werkes

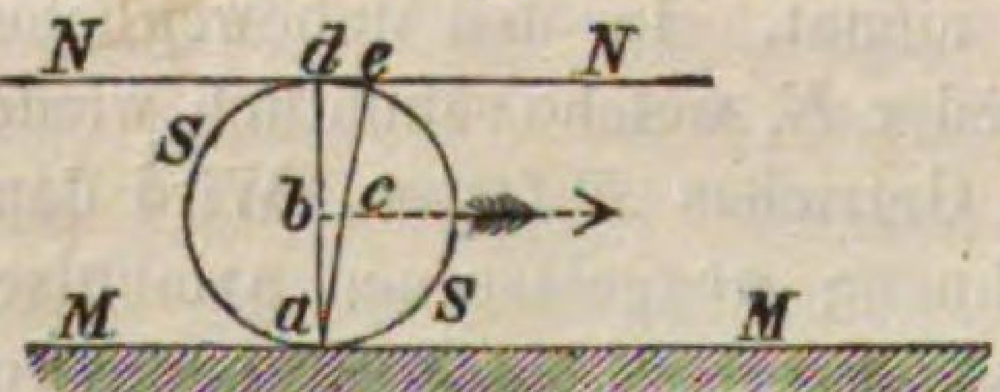
liegt. Um ein etwaiges Aufheben des Deckels B zu verhüten, wird an demselben ein schmiedeeiserner Ring e durch Schraubenbolzen befestigt, welcher unter einen ringförmigen Flantsch des feststehenden Cylinders A fasst. Um den Ring e aufbringen zu können, besteht derselbe aus zwei Theilen.

Die Berechnung der Umdrehzahlen der stehenden Welle G und weiter der horizontalen Transmissionswelle K erfolgt am übersichtlichsten mit Hülfe einiger Formeln aus dem Gebiete der Planetenradberechnung, welche bereits oben (S. 231 und 233) erwähnt wurde und worüber die hier unten stehende Note hinlänglich Auskunft giebt [1]).

Wie immer die compendiöse Zusammenstellung, die verhältnissmässig grössere Zahl von Umdrehungen der Lastwelle bei einem Umlaufe der Betriebswelle, und endlich die schützende Hülle A, womit hier alle Zahnräder umgeben

1) Es sei S (Fig. 194) ein genau cylindrisches Rad, dessen Mittelpunkt b ist, welches sich auf einer horizontalen unverrückbaren Fläche MM nach der Pfeilrichtung fortbewegt, und zwar so, dass die Cylinderachse stets normal zur Bildfläche bleibt. Gleichzeitig liege auf dem Cylinder S ein ebenes Lineal N frei, aber derartig durch sein Gewicht auf, dass die Berührungsflächen von Rad und Lineal wie der Eingriff von Rad mit Zahnstange auf einander wirken. Unter dieser Voraussetzung legt beim Fortwälzen des Cylinders S jeder Punkt des Lineals N den doppelten Weg des in fortschreitender Bewegung begriffenen Mittelpunktes b von S zurück. Es wird dies sofort erklärlich, wenn man sich statt der fortschreitenden Bewegung des Cylinders S unendlich kleine augenblickliche Drehungen um Stützpunkte in a vorstellt und beachtet, dass der unendlich kleine Bogenweg bc des Mittelpunktes b am Hebel ab offenbar halb so gross sein muss, als der gleichzeitige Bogenweg am doppelt so grossen Hebel ad.

Fig. 194.

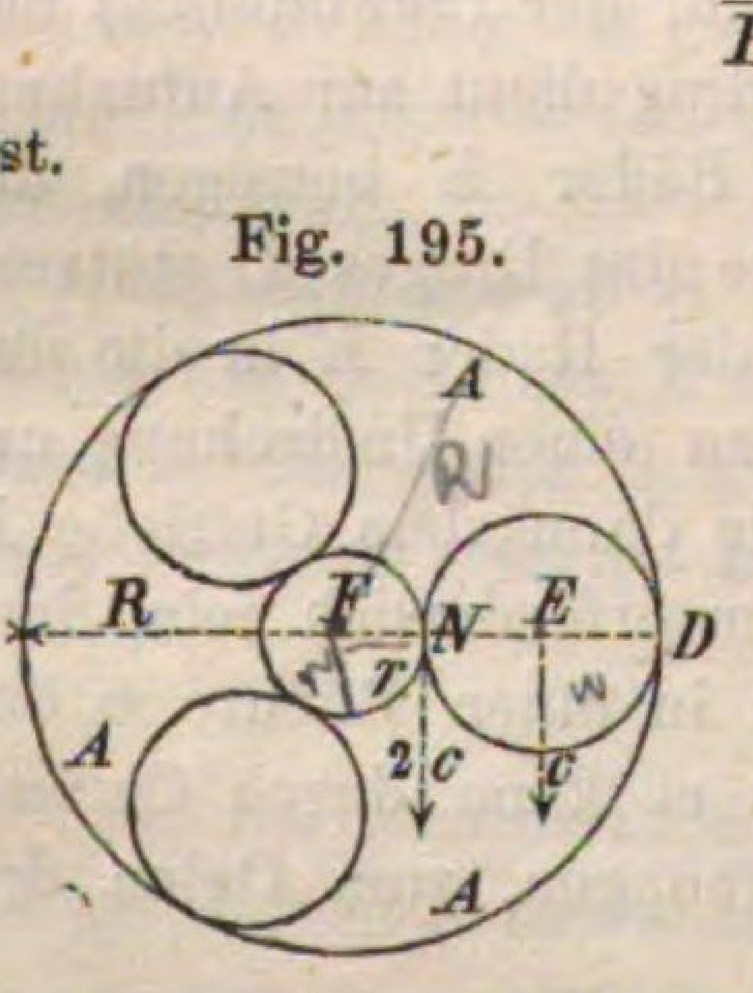


Dies als bekannt vorausgesetzt, mögen die in Fig. 195 skizzirten Kreise die Theilrisse des Deckelräderwerkes am fraglichen Göpel vorstellen und die Radien $FD = R$, sowie $FN = r$ gesetzt werden, so dass:

$$\overline{FE} = r + \frac{R-r}{2} = \frac{R+r}{2}$$

ist.

Fig. 195.



Bezeichnet man ferner mit c die Geschwindigkeit der fortschreitenden Bewegung des Radmittels E, so wird, nach obiger Betrachtung, die Umdrehgeschwindigkeit des Punktes N um E doppelt so gross, d. h. $= 2c$ sein. Letztere Geschwindigkeit ist aber zugleich die Peripheriegeschwindigkeit des Rades F vom Halbmesser r, wenn anders eine gleichförmige Bewegung stattfinden soll. Wird daher die Umdrehzahl des Rades F oder der stehenden Welle G des Göpels mit U bezeichnet, wenn u die gleichzeitige Umdrehzahl des Punktes E um die Achse F oder die Umdrehzahl des Göpelschwengels ist, so erhält man:

sind, für diesen Göpel sprechen mag, so dürfte ihm dennoch keine grosse Zukunft zu prophezeien sein, da, abgesehen von kleineren Uebelständen, die Reibung aller beweglichen Theile drei- und noch mehrmal so gross ist, wie bei anderen Göpeln (ohne planetarische Radanordnung) der vorher besprochenen Art, wie sich Referent mehrfach durch eigene (dynamometrische) Versuche zu überzeugen Gelegenheit fand.

Unter neueren deutschen Göpeln verdient besonders diejenige Gattung Erwähnung, welche man Göpel mit Glockenrad nennt und wovon Fig. 196 ein Exemplar von H. F. Eckert in Berlin darstellt [1]). Hier ist A das genannte eiserne Glockenrad, in welchem vier Schuhe B zur Aufnahme der Göpelarme oder Schwengel eingegossen sind, welche auch hier durch Spannstangen C unter einander verstrebt sind. Das Glockenrad A dreht sich auf einem unbe-

$$2c = \frac{2 r \pi . U}{60}$$

und
$$c = \frac{2\pi . \overline{FE} . u}{60} = \frac{\pi (R + r) u}{60}.$$

Aus beiden letzteren Gleichungen folgt aber:

$$r . U = (R + r) u,$$

d. i.:
$$U = \left(1 + \frac{R}{r}\right) u.$$

Werden endlich die Radien des Vorgeleges HI resp. mit R_1 und r_1 bezeichnet, so ergiebt sich die Umdrehzahl $= U_1$ der horizontalen Welle K zu:

$$U_1 = \frac{R_1}{r_1}\left(1 + \frac{R}{r}\right) u,$$

oder wenn man statt der Radien die Zähnezahlen M, M_1 und m, m_1 einführt:

$$U_1 = \frac{M_1}{m_1}\left(1 + \frac{M}{m}\right) u.$$

Für $u = 1$ ergiebt sich daher:

$$U_1 = 29{,}4, \text{ wenn } \begin{Bmatrix} M_1 = 54, & m_1 = 10 \\ M = 40, & m = 9 \end{Bmatrix} \text{ ist, und}$$

$$U_1 = 32{,}4, \text{ wenn } \begin{Bmatrix} M_1 = 54, & m_1 = 10 \\ M = 60, & m = 12 \end{Bmatrix} \text{ ist.}$$

Ohne die planetarische Anordnung dieser Räder, durch directes Zusammengreifen derselben, würde man im ersten Falle nur 24, im zweiten nur 27 Umdrehungen, also durchaus weniger, erhalten haben.

Die erste deutsche, eben so klare, wie vollständige Abhandlung zur Berechnung derartiger sogenannter Planeten- oder Epicykel-Räderanordnungen hat ein Mönch (Frater David) 1791 in Wien veröffentlicht, wovon Karmarsch in den Jahrbüchern des k. k. polytechnischen Instituts, Bd. 7, 1825, S. 256, einen recht empfehlenswerthen Auszug liefert. Das Neueste, was über denselben Gegenstand aus deutscher Feder geflossen ist, findet sich bei Weisbach in dessen Ingenieur-Mechanik, Bd. 3, §. 155 etc., ferner bei Redtenbacher in dessen Bewegungs-Mechanismen.

1) E. Perels, Die landwirthschaftlichen Geräthe und Maschinen auf der Welt-Ausstellung zu Paris 1867, S. 84 ff. Grössere Zeichnungen dieses Eckert-schen Göpels finden sich in der Sammlung von Zeichnungen für „Die Hütte“, Jahrg. 1871, Blatt 11.

Fig. 196.

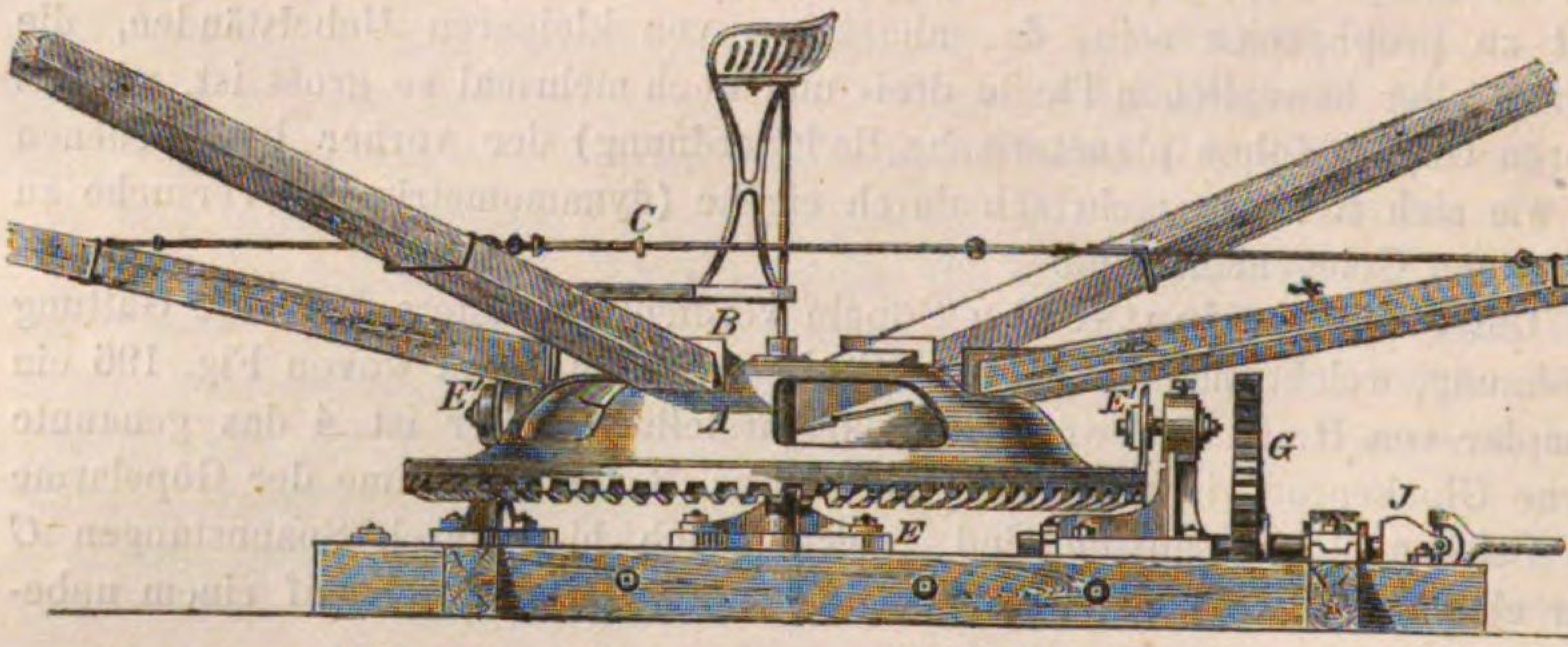


Fig. 197.

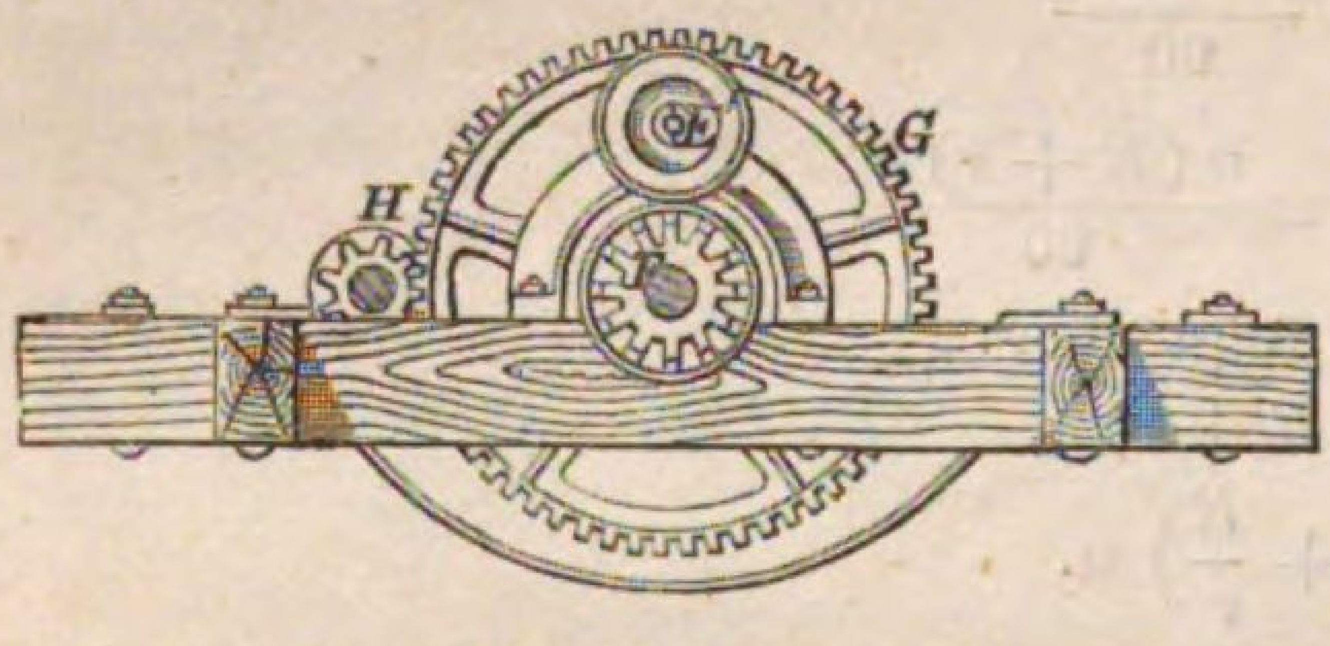
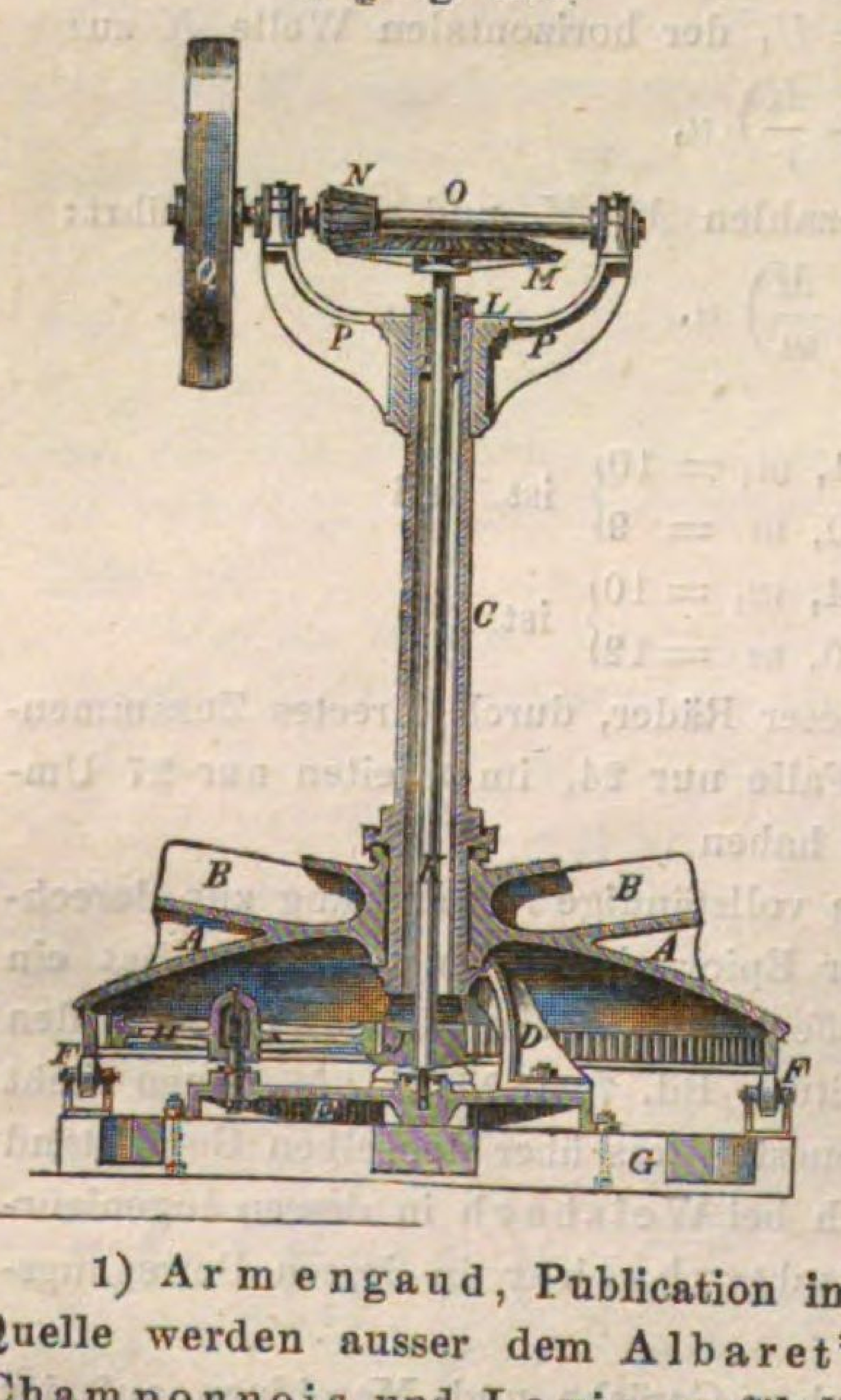


Fig. 198.



weglichen Zapfen, welcher in der gusseisernen Fundamentplatte E eingenietet ist; überdies wird das Glockenrad mit seinem oben abgedrehten Kranze durch drei stellbare Laufrollen $E' E'$ in gehöriger Position gehalten. Die Zähne des grossen Kegelrades der Glocke A greifen in ein Kegelgetriebe F (Fig. 197 sichtbar), auf dessen Achse ein Stirnrad G festgekeilt ist, was schliesslich ein Cylindergetriebe H umdreht, an dessen Welle das Hook'sche Universalgelenk J befestigt ist, von welchem aus die Bewegung (nach Umständen in einer den Horizont geneigten Lage) fortgepflanzt werden kann.

In Frankreich[1]) und neuerdings auch in Deutschland[2]) benutzt man sehr gern diejenige Göpeldisposition, wobei die Zugthiere unter dem Transmissionsriemen gehen, und die man wohl auch Säulengöpel zu nennen pflegt.

Einen derartigen Göpel, nach der Construction von Albaret in Liancourt stellt Fig. 198 in den Haupttheilen dar. Auch hier ist die sogenannte Glocke A, mit den Hülsen $B B$ für die Schwengelarme, der Körper des

1) Armengaud, Publication industrielle, Tome 14, Pl. 36 etc. In dieser Quelle werden ausser dem Albaret'schen Göpel auch die von Tritschler, Champonnois und Lavie ausführlich besprochen und durch Abbildungen erläutert. Ueber Göpel von Pinet und mehreren anderen Constructeuren berichtet auch Perels a. a. O. S. 83.

2) H. Lang in Mannheim. Illustr. Katalog dieser Firma zur Zeit der Bremer internat. landwirthschaftl. Ausstellung im Juni 1874.

ersten, grossen verzahnten Rades. Letzteres setzt das Stirnrad *H* in Bewegung, dessen Zähne in die eines Getriebes *J* fassen, welches an der stehenden Welle *k* befestigt ist. Letztere Welle geht durch eine hohle (unbewegliche) Säule *C*, welche durch drei Böcke *D* mit der Fundamentplatte *E* fest verbunden ist. Oben läuft *k* in einem Halslager *L* und trägt über diesen das Kegelrad *M*, was durch seinen Eingriff mit *N* die horizontale Welle und damit die Riemenscheibe *Q* umdreht, deren Lager von den Armen *P* mit getragen wird.

§. 59.

Bei Abschätzung von Arbeiten der Pferde an Göpeln mit nicht zu kurzen (nicht unter 5 Meter langen) Zugbäumen kann man nachstehende Werthe als Anhaltspunkte benutzen:

	K	C	KC	T	$3600\,KCT$	Die Göpelarbeit ausgedrückt in Theilen eines Maschinen- oder Dampfpferdes bei gleicher Zeitdauer.
Kräftige Pferde von 400 bis 500 Kilogr. Gewicht (Accord) .	65 k,0	1 m,0	65mk,0	Stunden 6	1 400 000mk	0,86
Schwächere Pferde von durchschnittlich 300 Kilogramm Gewicht (Tagelohn) . . .	45 k,0	0 m,9	40 mk,5	8	1 166 400mk	0,54

Die zweite Angabe rührt von Navier her (Belidor, Arch. hydraul., P. 396) und ist die bisher bei Göpelberechnungen fast überall angenommene. Die erste (stärkere) Angabe gründet sich auf folgende Thatsachen.

Bei eben so sorgfältigen, wie gewissenhaften Versuchen, welche der Inspector Behne in Lüneburg auf Veranlassung des Verfassers mittelst eines Howard'schen Zugdynamometers bei den dortigen, von kräftigen Pferden (von reichlich 800 Pfd. Gewicht eines jeden) betriebenen königlichen Gipsmühlen (mit verticalen Steinen) anstellen liess, ergaben sich bei andauernder Arbeit folgende Resultate.

Während des Grobmahlens (der vorher etwas zerkleinerten Gipsstücke) zeigte der Dynamometer im Mittel eine Zugkraft von 300 Pfd. engl. = 136 Kilogr., oder 68 Kilogr. pro Pferd, wobei letzteres zwei Umgänge pro Minute machte, d. h. wegen der 33,6 Fuss = 10,248 Meter im Durchmesser haltenden Rennbahn, mit 1,0726 Meter Geschwindigkeit pro Secunde arbeitete.

Hiernach war die Leistung eines Pferdes pro Secunde $KC = 68 . 1{,}0726 = 72^{mk},94$, also 262584mk pro Stunde.

Beim Feinmahlen zeigte der Dynamometer im Mittel nur 175 Pfd. = 39,69 Kilogr. Zugkraft, wofür aber die Thiere durchschnittlich 3 Umgänge pro Minute machten, d. h. mit 1,609 Meter Geschwindigkeit pro Secunde ar-

beiteten, also während letzterer Zeit eine mechanische Arbeit verrichteten von 39,69 . 1,609 = 63,86 Kilogr., d. i. pro Stunde von 229 896^{mk}. Da nun die continuirlich zum Grobmahlen während eines Tages verwandte Zeit eine Stunde und die zum Feinmahlen ebenso 5 Stunden beträgt[1]), so ergiebt sich die tägliche Totalleistung zu: 262 584 + 5 . 229 896 = 1 412 064^{mk}.

Combes (Ann. des mines, 3. Ser., Tom. VIII, 1835, S. 429) giebt einen Fördergöpel an, wo bei sechsstündiger Arbeit (wovon 14260 Secunden zum Aufziehen der Nutzlasten und 7340 Secunden zum Stillstand und unbezahlten Arbeiten verwandt wurden) eine Totalleistung (einschliesslich der passiven Widerstände) von 1 522 330^{mk} erhalten wurde, also noch mehr wie bei den Lüneburger Gipsmühlen[2]). Ferner erhielt zufolge dynamometrischer Versuche der englischen Ackerbaugesellschaft Mr. Amos (nach Burn, a. a. O. S. 553) bei einem Göpel zum Betriebe einer Schrotmühle pro Minute die Nutzleistung von 26500 Fusspfd. engl. = 3657^{mk} pro Minute, wenn die Geschwindigkeit (des Pferdes von 1084½ Pfd. Gewicht einschliesslich Geschirr) gleich 2¼ engl. Meile pro Stunde (= 1 Meter pro Secunde) war, was gleich 61^{mk} pro Secunde oder während sechs Stunden continuirlicher Arbeitszeit giebt: 1 316 520^{mk}.

Das arithmetische Mittel aus den angegebenen drei Werthen beträgt aber:

$$\frac{1\,522\,330 + 1\,412\,064 + 1\,316\,520}{3} = \frac{4\,250\,914}{3} = 1\,416\,971^{mk}.$$

Letzterer Werth erhält ferner Bestätigung durch die Angabe d'Aubuisson's, welcher S. 345 seines Traité d'hydraulique (in der Note) bemerkt, dass man die tägliche Leistung bei Pferdegöpeln gut bis zu 1 400 000^{mk} bringen und dabei 65 Kilogr. Zugkraft im Mittel setzen könne.

Für Ochsen, Maulesel und Esel existiren bis jetzt als zuverlässige Angaben allein folgende von Poncelet (Introduction à la mécanique industrielle, §. 205):

	K	C	KC	T	$3600\,KCT$
				Stunden	
Ochse	65^{k}	0^{m},60	39^{mk},0	8	1 123 200^{mk}
Maulesel	30^{k}	0^{m},90	27^{mk},00	8	777 600^{mk}
Esel	14^{k}	0^{m},80	11^{mk},60	8	334 080^{mk}

1) Die Pferde der Lüneburger Gipsmühlen befinden sich täglich volle 12 Stunden am Platze und erhalten 3 Stunden Fütterzeit. Während der verbleibenden 9 Stunden sind die Pferde eingespannt, wobei jedoch wieder 60 Pausen (12 zum Füllen, 12 zum Entleeren der Mühle, 36 zum Aufbewahren des Mehlgutes), jede von durchschnittlich 3 Minuten Länge, eintreten, so dass von 9 Stunden noch 3 . 60 = 180 Minuten, also 3 volle Stunden, abgehen und mithin 6 Stunden zur continuirlichen Arbeit verwandt werden.

2) Die Schwengellänge des von Combes citirten Göpels (a. a. O. S. 425, Tabl. A) betrug 8,178 Meter und die mittlere Geschwindigkeit der Pferde pro Secunde im Mittel 1,392 Meter.

§. 60.
II. Tretwerke, Trittmaschinen.

Während gegenwärtig durch Thiere betriebene Lauf-, Treträder und Tretscheiben wegen grosser Reibungswiderstände, kolossalen Baues, bedeutender Herstellungs- und Unterhaltungskosten, endlich zufolge mehrfacher Unglücksfälle und Beschädigungen der Thiere fast ganz ausser Gebrauch gekommen sind, haben sich für kleinere Gewerbebetriebe und namentlich für manche landwirthschaftliche Zwecke (insbesondere in Nordamerika und Holland) die sogenannten Tretwerke und Trittmaschinen bis auf den heutigen Tag erhalten. Der Grund dieser Thatsache liegt hauptsächlich darin, dass derartige Maschinen verhältnissmässig wenig Raum einnehmen und grössere Arbeitsleistungen der Thiere möglich machen, indem sie durch ihr eigenes Gewicht wirken und dabei die stete ermüdende Wendung des Körpers wegfällt, welche bei Göpeln ganz unvermeidlich ist.

Leider fehlt den meisten dieser Betriebsmaschinen die erforderliche Einfachheit und damit die Möglichkeit, mit geringen Reparaturen und ohne öftere Störungen arbeiten zu können, woraus sich zugleich die verhältnissmässig geringe Verwendung derselben erklärt.

Ein von Gérard in Vierzon nach amerikanischen Mustern erbautes schiefes Trittwerk für Pferde, wovon sich ein Exemplar auf der Pariser Industrie-Ausstellung vom Jahre 1855 vorfand, ist Fig. 199 im Aufrisse, sowie ein Theil davon Fig. 200 im Grundrisse dargestellt [1]).

Fig. 199.

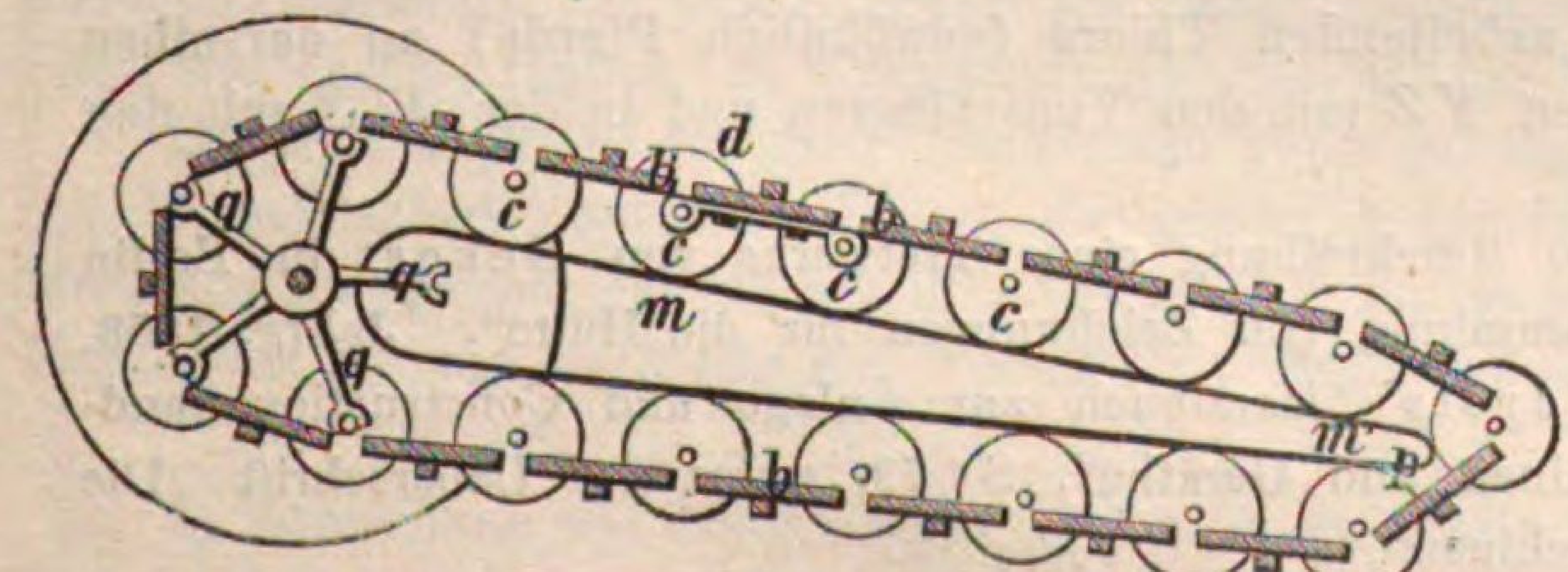
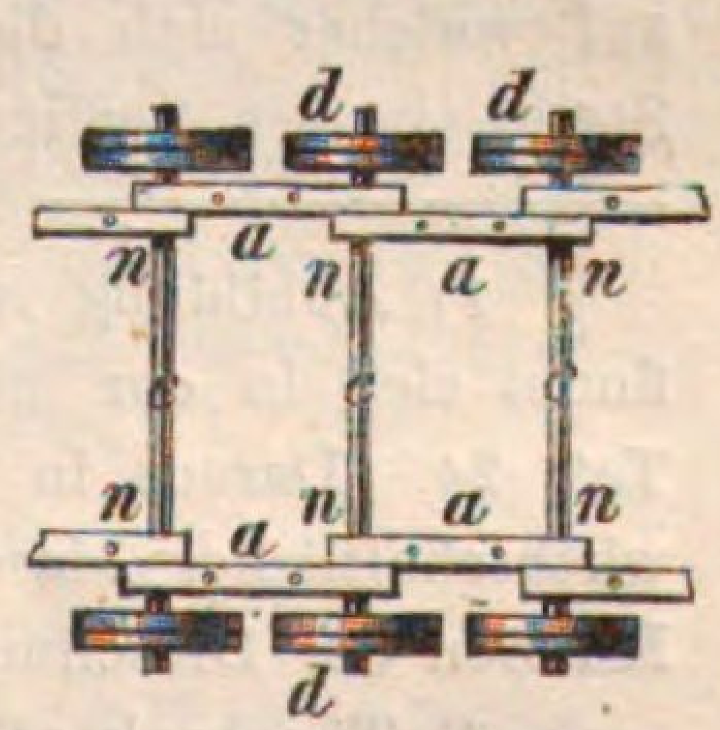


Fig. 200.



Hierbei läuft eine hinlänglich starke Kette ohne Ende *abn* mittelst Rollen *d* auf einer festen, unter einem Winkel von durchschnittlich 15 Grad gegen den Horizont geneigten Bahn *mm'*. Auf den Kettenschienen *a* sind Trittbrettchen *b* gehörig befestigt, wobei erstere zugleich die Achsen *c* der Rollen *d* umfassen.

1) Oesterreichischer Bericht, Heft 4, S. 29. Daselbst ist auch noch eine Tretbühne von Paige and Comp. zu Montreal in Canada beschrieben und abgebildet.

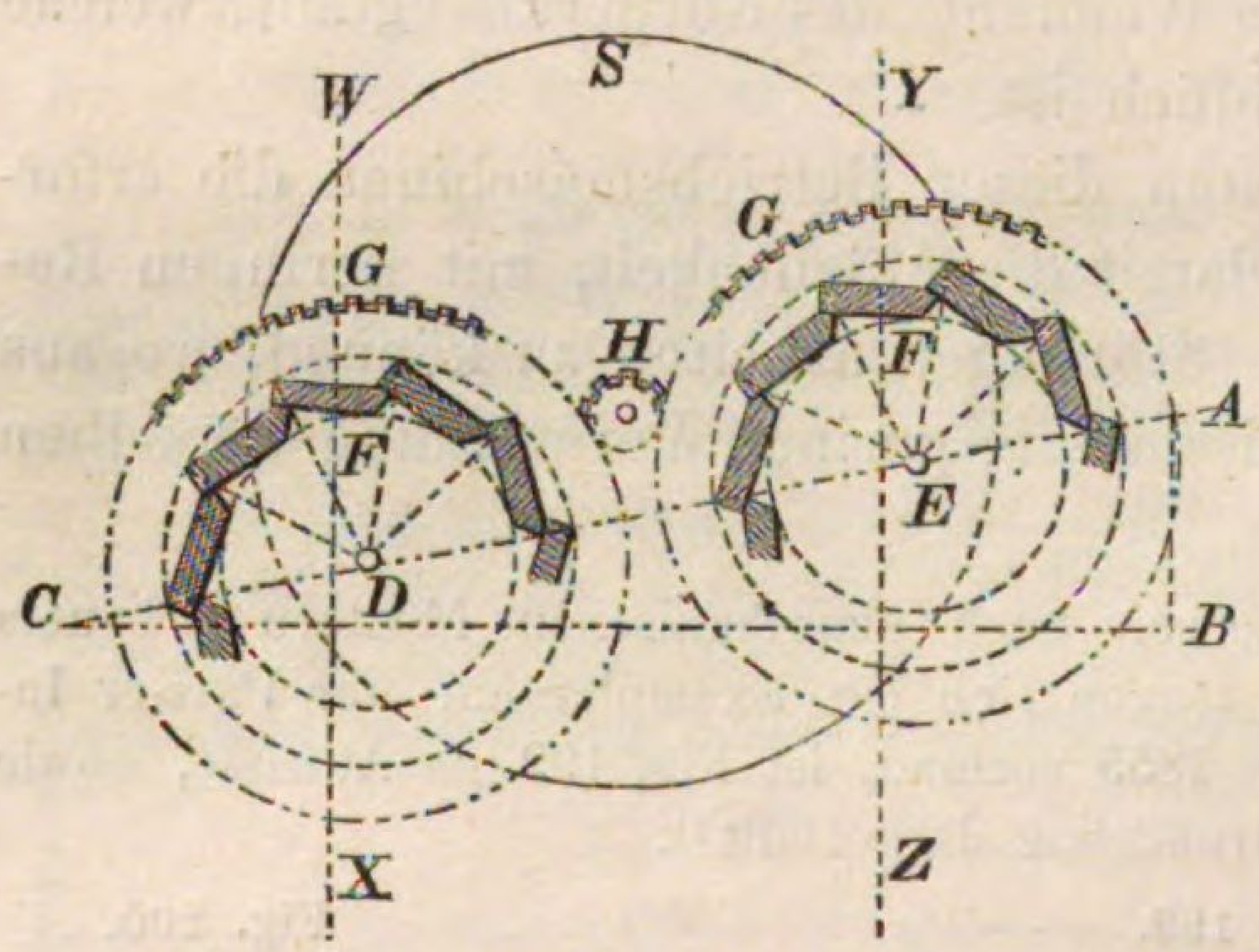
Am oberen Ende ist zur Führung der Kette ein mit fünf gabelförmigen Armen versehenes Rad q angebracht, während am entgegengesetzten, unteren Ende bei p die Rollen blos über eine abgerundete Kante der Bahn m' geleitet sind.

Tretwerke ähnlicher Art baute und empfahl früher die anerkannt tüchtige Eckert'sche[1]) Fabrik landwirthschaftlicher Maschinen und Geräthe in Berlin, woselbst Referent noch im Herbst 1861 mehrere derselben in der Herstellung begriffen fand.

Ein ähnliches derartiges Tretwerk (ebenfalls mit geneigter beweglicher Bahn), angeblich von Hartas zu Wrelton-Hall (Yorkshire) in England mehrfach ausgeführt, beschreibt Burn[2]) (a. a. O. §. 1917) und erläutert dessen Anordnung durch eine Abbildung. Als eine Eigenthümlichkeit ist hier der sinnreiche Mechanismus zu betrachten (der viel Aehnlichkeit mit Fig. 3, S. 43 hat), wodurch ein mit der Haupttriebwelle verbundenes Schwungrad sofort ausser Verbindung mit dem Getriebe zur Bewegung der endlosen Ketten gebracht wird, wenn die Pferde plötzlich still halten oder gar sich niederlegen wollen.

Am allermeisten Aufsehen machte zu seiner Zeit (1828) die Rossmaschine mit Stufenwalzen von d'Heureuse in Berlin, wovon Fig. 201 eine Skizze ist.

Fig. 201.



Der Hauptkörper dieser Maschine besteht aus zwei kräftigen hölzernen Walzen F von etwa $1^{m},2$ Durchmesser und ungefähr $0^{m},80$ Breite, die mit 10 Stufen aus circa 8 Centimeter dicken Bohlen am Umfange ausgestattet sind[3]).

Die Drehachsen D und E dieser Walzen liegen in der geraden Linie CA, welche einer schiefen Ebene ABC vom Neigungswinkel C (13 bis 15 Grad) angehört und auf welcher sich die arbeitenden Thiere (gewöhnlich Pferde) an derselben Stelle (in der Verticalen YZ mit den Vorderfüssen und in der WX mit den

1) Abbildung und Beschreibung eines Tretwerks von Eckert in Berlin findet sich in der „Sammlung von Zeichnungen für die Hütte". Jahrg. 1858, Taf. 24. Daraus in Perels' „Handbuch zur Anlage und Construction landwirthschaftlicher Maschinen und Geräthe", S. 72, unter der Ueberschrift „Die Motoren der Dreschmaschinen".

2) The book of farm implements and machines.

3) Durch ein Versehen des Zeichners sind diese Stufenwalzen in der Abbildung nicht nahe genug zusammengerückt angegeben. Um der Wirklichkeit zu entsprechen, muss man sich dieselben bis auf ungefähr $2\frac{1}{2}$ Centimeter (einen Zoll) Abstand genähert denken. Das grösste Maass der Walzen bei letzterem Spielraume bestimmt sich überhaupt daraus, dass die Mittelpunkte (Achsen) derselben so weit aus einander liegen müssen, als die Entfernung von den Vorderfüssen zu den Hinterfüssen beträgt.

Hinterfüssen) erhalten müssen, während der Fussboden (die Walzenstufen), auf welchen sie stehen, unter ihnen fortschreitet.

Die Fortpflanzung der erzeugten Bewegung geschieht durch Zahnräder *G*, welche auf den Wellen der Stufenwalzen befestigt sind und beide in dasselbe Getriebe *H* fassen, dessen Welle zur Betriebsmaschine führt. Ein Schwungrad *S* (auf der Achse von *H*) dient dazu, die Umdrehung der Betriebswelle so gleichförmig wie möglich zu machen. Gewöhnlich lässt man die Walzen acht Umläufe pro Minute machen, giebt jedem der grossen Räder *G* 96 Zähne und dem Getriebe *H* 12 Zähne, so dass sich letzteres 64mal pro Minute umdreht.

Das mit dem Kopfe nach rechts (unserer Skizze) hin gerichtete Pferd wird vorn entsprechend angebunden und hinten an ein unverrückbares Ortscheit gespannt, so dass es, abgesehen von der eigenthümlichen Bewegung der (gewöhnlich blossen, unbeschlagenen) Füsse, gleichsam wie beim geradlinigen Fortschreiten arbeitet, ohne dabei so von seinem Willen abhängig zu sein, wie dies beim freien Ziehen der Fall ist [1]).

Zum gehörigen Schutze der Thiere bringt man vorn, hinten und zwischen den Walzen Deckbohlen an, sowie man auch seitwärts die Bahn durch Bretter absperrt [2]).

Ueber die Leistung der Pferde an derartigen Maschinen ist (dem Verfasser) nur eine einzige zuverlässige Angabe bekannt, nämlich die, welche der Ingenieur der Royal Agricultural Society of England, Mr. Amos in London, aus dynamometrischen Versuchen an einem der vorher erwähnten Hartas-Trittwerke schöpfte [3]).

Das zur Arbeit vorhandene Pferd wog, einschliesslich seines Geschirres, 1084,5 Pfd. engl. = 492 Kilogr. und leistete andauernd eine Arbeit von 31350 Fusspfd. = $4326^{mk},3$ pro Minute, indem es auf der schiefen Fläche der Maschine mit einer Geschwindigkeit von 1,7 engl. Meilen (à 5280 Fuss) pro Stunde oder mit $0^{m},76$ pro Secunde lief. Hiernach würde sich die stündliche Leistung berechnen zu $259\,578^{mk}$, sowie sich die tägliche (wie beim Göpel, täglich sechs Stunden mit je zweistündiger Ablösung gerechnet) ergiebt zu: $1\,557\,468^{mk}$.

Ein mit demselben Pferde bespannter Göpel soll bei derselben Betriebsmaschine (Richmond and Chandler's Haferschrotmühle) und unter sonst gleichen Umständen nur eine Leistung von 26500 Fusspfd. = 3657^{mk} pro Minute, oder, wie vorher, täglich (in 6 Stunden) gegeben haben: $1\,316\,520^{mk}$.

Ungeachtet dieses für die Trittmaschine günstigen Resultates (da bei dem dynamometrischen Versuche offenbar die gewiss grosse Gesammtreibung der Maschine inbegriffen ist) möchte ihre Anwendung nur unter ganz beschränkten Umständen und da noch nur mit Vorsicht zu empfehlen sein [4]).

1) Aufstellung und Betrieb eines solchen Trittwerkes erfordert höchstens einen Raum von $3^{m},77$ (12 Fuss) Länge, $2^{m},83$ (9 Fuss) Höhe und $2^{m},2$ (7 Fuss) Breite.

2) Ganz specielle Constructionsregeln und sonstige werthvolle Angaben finden sich in der bereits oben S. 297 citirten Schrift von d'Heureuse.

Im Jahre 1862 baute diese Trittwalzenmaschinen noch mit Erfolg der Mechaniker Lehmann in Berlin (Chausséestrasse 45). Für ein Pferd wurden sie mit 200 Thlrn. verkauft.

3) Burn, a. a. O. §. 1919.

4) Prof. Dr. Wüst in Halle a. d. Saale giebt als Ursachen der seltenen Anwendung von Tretwerken den hohen Preis derselben und die schlimmen Folgen

Zweiter Abschnitt.

Maschinen zur Aufnahme der Kraft des fliessenden Wassers.

§. 61.

Sämmtliche Maschinen, welche man zur Zeit benutzt, um die bewegende Kraft fliessenden Wassers aufzunehmen und solche zur Verrichtung nutzbringender mechanischer Arbeiten geeignet zu machen, sind entweder Wasserräder, oder Wassersäulenmaschinen[1]).

Bei ersteren, einer besonderen Anordnung des Rades an der Welle, veranlasst man das Wasser, der Maschine eine kreisförmige continuirliche Drehbewegung einzuprägen, während dasselbe bei der Wassersäulenmaschine die geradlinige Hin- und Herbewegung eines Kolbens bewirkt, der von einem unbeweglichen oder oscillirenden Cylinder umschlossen wird.

Je nachdem das Wasserrad in einer verticalen oder horizontalen Ebene liegt, oder je nachdem sich seine Drehachse in horizontaler oder in verticaler Ebene befindet, nennt man dasselbe ein verticales oder ein horizontales Wasserrad[2]).

Hiernach versteht es sich fast von selbst, in wie viel Capiteln gegenwärtiger Abschnitt zu besprechen sein wird.

an, welche durch das mögliche Fallen der Thiere herbeigeführt werden können. (Man sehe hierüber das Protokoll eines Vortrags des Professors Dr. Wüst „Ueber landwirthschaftliche Maschinen der Wiener Weltausstellung von 1873" in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Jahrgang 1875, S. 113).

1) Die hydraulische Waage, den hydraulischen Balancier, hydraulischen Hebel u. a. dergleichen Maschinen, wobei das fliessende Wasser oscillatorische Bewegungen erzeugt, haben sich als völlig unpraktisch bewiesen. Abbildungen derartiger Maschinen findet man u. a. in Christian, Traité de mécanique industrielle, P. 4.

2) Navier erwähnt (in Belidor's Arch. hydraul., P. 454) die sogenannte archimedische Schraube als Wasserrad, wobei deren Achse (gerade so, wie man sie gewöhnlich als Schöpfmaschine verwendet) geneigt ist, indessen wird dabei von einer wirklichen Verwendung nichts berichtet. Eine solche Schraube als Recepteur für bewegtes Wasser ist zwar nicht schlecht zu nennen, dürfte jedoch ziemlich unter allen Umständen vortheilhafter durch Wasserräder zu ersetzen sein.

Eben so wenig Beachtung für praktische Zwecke verdienen (weniger des schlechten Effectes, als der vielen beweglichen Theile wegen) die Trog- oder Eimerketten, oder die sogenannten Kolbenräder, wobei Eimer, Kübel oder

Erstes Capitel.
Verticale Wasserräder.

§. 62.
Geschichtliche Einleitung [1]).

Ohne den Erfinder der Wasserräder bezeichnen zu können, weiss man nur, dass sie uralt sind und wahrscheinlich zuerst in Verbindung mit Wasserschöpfmaschinen in Aegypten, Assyrien, China, Griechenland und Rom zur Anwendung gelangten. Betreffende Abbildungen finden sich in diesem Werke Bd. II, S. 16 und Bd. IV, S. 552 und 554. Nach Strabo [2]) existirte zur Zeit Mithridates des Grossen (geb. 137 v. Chr., † 64 v. Chr.), in der Nähe der Residenz dieses Königs von Pontus, eine vom Wasserrade getriebene Mühle, was mindestens bestätigt, dass solche damals in Asien bereits bekannt waren. Ungefähr aus derselben Zeit, während der Regierung des Julius Cäsar (geb. 100 v. Chr.,

Kolben (ebenfalls ähnlich wie gewisse Wasserschöpfmaschinen) an einer vertical hängenden Kette ohne Ende befestigt sind und diese Kette oberhalb über ein Rad geführt ist, welches bei ihrer Bewegung in Umdrehung gesetzt werden kann. Nicholson (Der praktische Mechaniker, S. 77) weist wirkliche Ausführungen solcher Maschinen nach, ebenso auch Weisbach (Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, 4. Aufl., §. 330. An letzterer Stelle wird auch darauf hingewiesen, dass man die sogenannten Kapselräder zur Aufnahme der in bewegtem Wasser enthaltenen mechanischen Arbeiten benutzen könne. Abbildungen neuerer derartiger Kapselräder finden sich u. a. im 4. Bde der allgemeinen Maschinenlehre S. 616.

1) Beckmann (seiner Zeit Professor der Oekonomie zu Göttingen), Beiträge zur Geschichte der Erfindungen, Leipzig 1788, Bd. 2, S. 12 etc. Noch immer die ausführlichste Quelle für das Studium der Geschichte der Wasserräder, die sich durch gewissenhafte Angaben und Citate aus den ältesten und alten Werken auszeichnet. — Busch, Versuch eines Handbuchs der Erfindungen, Wien und Prag 1801, Thl. 8, S. 85. Kurzgefasste Angaben (in lexikographischer Folge), denen in der Regel reichhaltige Literatur beigefügt ist. — Poppe, Geschichte der Künste und Wissenschaften, Göttingen 1807, Bd. 1. Dieser Band auch unter dem besonderen Titel: Geschichte der Technologie, S. 109 etc. Wegen der vielen, sorgfältig benutzten älteren Schriften und zahlreichen Quellenangaben ein recht empfehlenswerthes Werk, vielleicht eins der besten unter allen, welche dieser Autor je schrieb. Man sehe über das Alter der Wasserräder auch das bereits S. 3 citirte Werk Reuleaux „Theoretische Kinematik“ S. 201.

2) Buch XII, S. 834 der Ausgabe des Jansson van Almeloven, Amsterdam 1707. — Auch Beckmann, a. a. O. S. 12.

† 44 v. Chr.) finden sich specielle Angaben über Wasserräder in Rom; u. a. erinnert an sie folgende poetische Stelle, welche von Salmasius[1]) einem gewissen Antipater, Zeitgenossen des Cicero (geb. 106 v. Chr., † 43 v. Chr.), zugeschrieben wird:

„*Höret auf, euch zu bemühen, ihr Mädchen, die ihr in den Mühlen arbeitet, jetzt schlaft und lasst die Vögel der Morgenröthe entgegensingen; denn Ceres hat den Najaden befohlen, eure Arbeit zu verrichten; diese gehorchen, werfen sich auf die Räder, treiben mächtig die Wellen und durch diese die schwere Mühle.*“

Den sichersten Beweis, dass mindestens zur Zeit des Kaisers Augustus (geb. 65 v. Chr., † 14 nach Chr.) Rom bereits mehrere Wassermühlen zum Wasserschöpfen und Getreidemahlen besass, giebt die ausführliche Beschreibung Vitruv's[2]) dieser Maschinen im X. Buche seines unten citirten Werkes[3]).

Diese Wassermühlen lagen nicht in Rom selbst, sondern

1) Beckmann, a. a. O. S. 15.

2) Vitruv's Geburts- und Sterbejahr ist bis jetzt nicht zu ermitteln gewesen. Die vortreffliche Biographie universelle ancienne et moderne, Tom. 49, giebt S. 314 an, dass Vitruv sein berühmtes Werk „De Architectura“ dem römischen Kaiser einige Zeit nachher gewidmet habe, als dieser den Namen Augustus angenommen, was 27 vor der christlichen Zeitrechnung geschah, wobei jedoch bemerkt wird, dass sich Vitruv damals schon im vorgerückten Alter befunden habe.

3) Nach einer 1817 in Strassburg (Argentoratum) erschienenen lateinischen Ausgabe des Vitruv'schen Werkes, P. 303, Cap. X (De alio tympano et hydromylis) lautet (frei in's Deutsche übersetzt) diese Stelle wie folgt:

„Räder, wie sie beschrieben, wendet man ebenfalls auch für Flüsse an. An ihren Stirnseiten werden nämlich Schaufeln befestigt, welche, durch den Stoss des fliessenden Wassers bewegt, die Umdrehung des Rades erzeugen. Indem sie so in Kasten das Wasser schöpfen und zur höchsten Höhe führen, leisten sie ohne Tretarbeit der Tagelöhner, vielmehr durch die Wirkung des Wassers selbst, das, was zum Gebrauche nöthig ist. Auf dieselbe Weise bewegen sich auch die Wassermühlen (Getreidemühlen), die ebenso construirt sind, ausser dass sie auf einem und demselben Achsenende noch ein verzahntes und eingefasstes Rad tragen. Dies steht vertical auf der hohen Kante und wird ebenfalls durch das Wasserrad gedreht. Nächst diesem befindet sich ein zweites, ebenfalls gezahntes Rad in horizontaler Lage angebracht, dessen Spindel oder Welle (das Mühleisen) am obersten Kopfe ein schwalbenschwanzförmiges Eisen (die Haue) trägt, woran der Mühlstein befestigt ist. Auf diese Weise bewirken die Zähne jenes Rades, welches auf der Wasserradachse sitzt und die eingefassten Zähne enthält, durch ihr Eingreifen in die Zähne des horizontalen Rades die Umdrehung des Mühlsteines. Ein über diesem ganzen Gerüste hängender Trichter (Rumpf) führt das Mahlgut zwischen die Steine, durch deren Drehung das Korn in Mehl umgewandelt wird.“

ausserhalb, und zwar an den Canälen, welche die Stadt mit Trinkwasser versorgten, die verhältnissmässig wenig Gefälle hatten, und woraus noch mehr erhellt, dass diese Räder unzweifelhaft verticale, und zwar sogenannte unterschlägige, d. h. solche Wasserräder waren, welche vom fliessenden Wasser an ihren untersten Stellen getroffen wurden.

Die höchst wahrscheinlich geringe Leistung dieser Räder und ihre gewiss nicht billige Unterhaltung, gegenüber der damaligen wohlfeilen Sclavenarbeit, sind jedenfalls die Ursachen gewesen, weshalb sich die Wasserräder nur langsam verbreiteten und nicht sofort die mühseligen Hand- und Thiermühlen verdrängten. Als daher noch 23 Jahre nach Augustus' Tode Caligula zu anderen Zwecken Pferde und Ochsen aus den Mühlen Roms wegnehmen liess, entstand, der nur geringen Zahl vorhandener Wassermühlen wegen, grosser Brodmangel; ja selbst noch ein paar Jahrhunderte später soll sich die Zahl der in Rom vorhandenen Thiermühlen auf etwa 300 belaufen haben [1]).

Nachdem (536 n. Chr.) Belisar, der berühmte Feldherr des Kaisers Justinian, dem König der Ostgothen, Vitiges, Rom wieder entrissen hatte, letzterer jedoch bald hierauf die denkwürdige (fast zweijährige vergebliche) Belagerung Roms begann, liess Vitiges die grossen und kostbaren Wasserleitungen der Stadt, an welchen die Mühlen lagen, verstopfen, wobei sich Belisar dadurch aus der Verlegenheit geholfen haben soll, dass er dieselben auf Fahrzeuge setzen, auf die Tiber bringen und (ohne Erzeugung künstlicher Gefälle und ohne eingebaute Gerinne) direct vom Strome umtreiben liess. Hiernach gab also Belisar Veranlassung zur Erfindung der noch heute gebräuchlichen Schiffsmühlen [2]).

1) Beckmann nach zuverlässigen Quellen, a. a. O. S. 19.

2) Den jungen Lesern kann hierbei nicht genug Onno Klopp's Geschichte, charakteristische Züge und Sagen für deutsche Volksstämme aus der Zeit der Völkerwanderung etc., Leipzig 1851, 1. Thl., empfohlen werden, wo die betreffende Stelle (nach fast wörtlicher Uebersetzung von Procopius, De bello gothico) folgendermassen lautet:

„Es waren in Rom 14 Wasserleitungen, aus Backsteinen erbaut und mit so breiten und hohen Gewölben bedeckt, dass ein Reiter bequem darin einhersprengen konnte. Eingedenk der Eroberung Neapels liess Belisar die Eingänge mit einer starken Mauer verwahren. Dann ordnete er die Besatzung der verschiedenen Thore an und setzte einigen Hauptleute vor, andere aber liess er durch Steinhaufen ganz verrammeln, dass sie nicht geöffnet werden konnten.

Bereits im vierten Jahrhundert scheint Deutschland Wassermühlen besessen zu haben, wenigstens erwähnt Ausonius, der um das Jahr 379 n. Chr. lebte [1]), Wasserräder an einem kleinen Strome, der in die Mosel fällt, und die zum Betriebe von Marmormühlen gedient haben sollen [2]). Auch die oberschlägigen Wasserräder, d. h. solche, wo der Boden des Wasser-Zuführcanales (des Gerinnes) über der höchsten Stelle oder dem Scheitel des Wasserrades liegt, wollen Einige für eine eigene Erfindung der Deutschen halten.

Eine französische Wassermühle, welche vor der Stadt Dijon lag, wird von Gregorius von Tours, der im sechsten Jahrhundert lebte, erwähnt; auch eine andere, welche ein Abt zum Vortheile seines Klosters bauen liess etc. [3]).

Wenzel Hager behauptet in seiner böhmischen Chronik, dass die erste Wassermühle Böhmens im Jahre 718 erbaut worden sei. Nach Wolterus' Chronik soll Kaiser Heinrich I. im Jahre 922

„Wegen der Zerstörung der Wasserleitungen aber konnten auch die Mühlen nicht gehen, und Ochsen konnte man zur Bewegung der Mühlen deshalb nicht anwenden, weil so schon in der Stadt kein Ueberfluss an Lebensmitteln war und kaum die nöthigen Pferde Nahrung erhalten konnten. Da verfiel Belisar auf einen sinnreichen Einfall. Es war eine Brücke über die Tiber in seiner Gewalt. Unmittelbar hinter dieser Brücke, wo der Strom unter der Wölbung derselben mit grosser Geschwindigkeit floss, befestigte er durch starke Taue zwei Kähne etwa zwei Fuss von einander. Auf diese Kähne wurden Mühlen gesetzt, während in dem freien Raume in der Mitte zwischen den Kähnen der Strom das Rad umwälzte, welches die Mühlen trieb. An die ersten Kähne wurden zwei andere befestigt, die auch Mühlen trugen, und diese auf gleiche Weise in Bewegung gesetzt und so fort, bis eine ganze Reihe von Kähnen mit Mühlen da war. Diese mahlten das Brod, welches die Stadt bedurfte. Als die Gothen von den Ueberläufern diese Erfindung erfuhren, fällten sie starke Bäume, hieben die Aeste ab und warfen die gewaltigen Stämme in den Strom. Dieser trug sie hinab und mit Ungestüm gegen die Räder, dass sie zerschmettert wurden. Aber Belisar erfand dagegen ein anderes Mittel. Durch das ganze Bett der Tiber, von einem Ufer zum anderen, spannte er verschiedene Ketten, welche nun sämmtliche Baumstämme auffingen, dass sie nicht weiter treiben konnten. Dann zogen die, welche damit beauftragt waren, sie sofort ans Ufer. Diese Ketten spannte Belisar aber nicht bloss der Mühlen wegen aus, sondern auch, weil ihn die Furcht ängstigte, dass sich einmal ein grosser Haufen der Gothen auf Kähne setzen und diesen Weg zum Einbruch in die Stadt versuchen könnte. Dagegen deckte er sich auf diese Weise, und zugleich hatten nun die Römer Brod."

1) Beckmann nach Auson. Mosella, a. a. O. Bd. 2, S. 26.

2) Busch, a. a. O. S. 87.

3) Genauere Quellennotizen hierüber giebt Beckmann, a. a. O. S. 26.

auf dem Platze, wo eine Wassermühle stand, die Stadt Goslar erbaut haben [1]).

Ungefähr um dieselbe Zeit (1044) soll es in Venedig Wasserräder gegeben haben, welche durch das zufolge Ebbe und Fluth bewegte Meerwasser, also von 6 zu 6 Stunden, abwechselnd nach der einen und anderen Richtung umgedreht wurden [2]). Belidor [3]) irrt sich daher jedenfalls, wenn er die Erfindung der Ebbe- und Fluthmühlen einem Zimmermeister Perse in Dünkirchen zuschreibt.

Aus Nachrichten vom ersten Kreuzzuge (1096—1099), sowie aus deshalb erlassenen Gesetzen und aus mancherlei Urkunden [4]) erhellt, dass im elften, zwölften und dreizehnten Jahrhundert die Wassermühlen in Deutschland, Frankreich und anderen Ländern bereits allgemein verbreitet waren und gewiss auch zu anderen Arbeitszwecken als bloss zum Treiben der Getreidemühlen verwandt wurden.

Nach dem „Dictionnaire Technologique“ Tome XIV, wird Seite 207 von horizontalen Wasserrädern der sogenannten Basacle-Mühlen zu Toulouse bemerkt, dass sie bereits im zwölften Jahrhundert erbaut worden wären. (Nach Urkunden von Raymond VI, Grafen von Toulouse im Jahre 1190 ertheilter Privilegien.)

Zur Aufstellung wissenschaftlicher Principien über Wirkungsweise und Construction der Wasserräder gelangte man jedoch erst zur Zeit Galiläi's (geb. 1564, † 1642) und des Descartes (geb. 1569, † 1650), wo man anfing, den Gesetzen der Bewegung des Wassers in Canälen und Flüssen einige Aufmerksamkeit zu schenken. Wie damals alle übrigen Maschinen, betrachtete man auch die Wasserräder nur für den Zustand der Ruhe (im Gleichgewichte) und war daher ausser Stande, über eins der allerwichtigsten Elemente beim Wasserradbaue, nämlich über die vortheilhafteste Umlaufgeschwindigkeit derselben für die grösstmögliche Leistung, Auskunft zu geben.

Die Lösung dieser letzteren Aufgabe wurde jedoch erst am

1) Man sehe deshalb auch Busch, a. a. O. S. 88.

2) Beckmann, a. a. O. S. 28, nach Girolano Zanetti, dessen Werk 1758 in Venedig erschien.

3) Arch. hydraul., Ed. par Navier, §. 670, P. 454.

4) Beckmann, a. a. O. S. 26 u. 27, sowie auch Poppe, a. a. O. §. 6. — Nach Busch, a. a. O. S. 28, rechnete Kaiser Friedrich I. die Wassermühlen ausdrücklich zum Wasserregal.

Anfange des 18. Jahrhunderts, nämlich 1704, von dem französischen Mathematiker Parent versucht[1]).

Dabei ging Parent zuerst von der Hypothese aus, dass der Stoss des Wassers gegen die Radschaufeln dem Quadrate der Differenz der relativen Geschwindigkeit zwischen Wasser und Schaufel proportional sei, so dass, wenn man hiernach die grösstmögliche Leistung des Wasserrades berechnete, sich herausstellte, dass diese erzeugt wird, wenn sich das Rad mit $\frac{1}{3}$ von der Geschwindigkeit umdreht, welche der des ankommenden Wassers entspricht[2]).

Auf den praktischen Wasserradbau hatten Parent's theoretische Untersuchungen wenig oder gar keinen Einfluss, wie die um dieselbe Zeit oder bald nachher erschienenen nennenswerthen Werke über Mühlenbau von Sturm (Vollständige Mühlenbaukunst, Augsburg 1718), Leupold (Theatrum machin., Leipzig 1724), Belidor (Arch. hydraul., Paris 1737), Williams (Water-wheel for mills, Phil. transact., London 1746) u. A.) zeigen.

Im Jahre 1753 wies zuerst Deparcieux[3]) nach, dass eine

1) Mémoires de l'Académie des sciences, Année 1704, Paris 1706, P. 323 (Sur la plus grande perfection possible des machines).

2) Bezeichnet V die Geschwindigkeit des zufliessenden Wassers und v die der ausweichenden Radschaufel, ist ferner F der Flächeninhalt der letzteren und bezeichnet endlich g die Erdacceleration für mittlere Breiten ($g = 9^{m},81$), so erhält man (für Metermaasse) nach Parent die (theoretische) Leistung $= \mathfrak{A}$, welche pro Secunde das fliessende Wasser auf das Rad überträgt, zu:

$$\mathfrak{A} = 1000\, F \frac{(V-v)^2 v}{2g},$$

ein Ausdruck, der für $v = \frac{1}{3} V$ ein Maximum wird und die correspondirende Arbeit $= \mathfrak{A}_m$ liefert, wenn für Metermaasse $\gamma = 1000$ Kil. gesetzt wird:

$$\mathfrak{A}_m = \frac{4}{27} (\gamma F V) \frac{V^2}{2g} = \frac{4}{27} P H,$$

sobald man das Wassergewicht mit P und die zur Geschwindigkeit V gehörige Druckhöhe mit H bezeichnet. Hiernach lässt sich (mit Parent) sagen, dass die auf das Rad übertragene Arbeit nur $\frac{4}{27}$ von der ist, welche dem Wasser innewohnt.

3) Mémoires de l'Académie royale des sciences, Année 1754, Paris 1757, P. 603. (Mémoire dans lequel on démontre que l'eau d'une chûte destinée à faire mouvoir quelque machine, moulin ou autre, peut toujours produire beaucoup plus d'effet en agissant par son poids qu'en agissant par son choc, et que les roues à pots qui tournent lentement, produisent plus d'effet que celles qui tournent vite, relativement aux chûtes et aux dépenses.)

und dieselbe Wassermenge (bei gleichem Gefälle), einmal auf Stoss, ein anderes Mal auf Druck verwandt, in letzterem Falle viel mehr leiste wie im ersteren und dass man deshalb oberschlägige Räder den unterschlägigen überall vorziehen müsse, wo man nur könne, sowie, dass auch die Leistung des oberschlägigen Wasserrades um so grösser würde, je langsamer sich dasselbe (unter sonst gleichen Umständen) umdrehe.

Was bis dahin nur auf dem Wege der Theorie gewonnen war, suchten Smeaton und Bossut durch Versuche zu bestätigen.

Besonders war es Smeaton, der 1759 in den Phil. transact. Resultate aus einer grossen Reihe sorgfältig angestellter Experimente mit unter- und oberschlägigen Modellrädern veröffentlichte und damit u. a. nachwies, dass der Wirkungsgrad oder das Güteverhältniss unterschlägiger Wasserräder höchstens $1/3$ sein könne, sowie, dass das beste Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit des ausweichenden Rades und des ankommenden Wassers circa wie 2 zu 5 oder 0,4 sei.

Ferner zeigte Smeaton, dass die Leistung eines oberschlägigen Wasserrades doppelt so gross wie die eines unterschlägigen, bei gleicher Wassermenge und gleichem Gefälle, sei, dass die vortheilhafteste Peripheriegeschwindigkeit eines oberschlägigen Wasserrades etwas weniger als drei Fuss engl. pro Secunde betragen müsse etc.[1]).

Bossut's Versuche[2]) (Hydrodynamique 1777, §. 1029) gaben ungefähr dieselben Resultate.

Smeaton's Untersuchungen übten in England auf den praktischen Wasserradbau einen ausserordentlich günstigen Einfluss aus, besonders aber war es Smeaton selbst, der während seiner vierzigjährigen Thätigkeit als

1) Einen sehr vollständigen Auszug aus den angeführten Transactions giebt Rees in seiner oft citirten Cyclopaedia, Vol. XXXVIII, Artikel „Water".

Später (1794) erschien Smeaton's selbstständige Abhandlung über diese Versuche unter dem Titel: Experimental-Inquiry concerning the natural powers of wind and water to turn mills and other machines etc. Die dritte Auflage erschien in London 1813. Von letzterer Schrift besorgte Girard eine recht gute französische Uebersetzung unter dem Titel: Recherches expérimentales sur l'eau et le vent etc., 2e. éd., Paris 1827.

2) Specielle Mittheilungen über die Bossut'schen und Smeaton'schen Versuche finden sich auch in Christian's Mécanique industrielle, P. 306 etc., die übrigens Christian durch eigene Versuche zu vervollständigen bemüht gewesen ist.

Für die Praxis folgte aus allen diesen Untersuchungen hauptsächlich: dass man den Rädern nicht zu wenig Schaufeln geben und die letzteren, dem ankommenden Wasser zu gerichtet, unter Winkeln von 15 bis 20 Grad neigen (also nicht radial stellen) müsse, ferner die Schaufeln um $1/4$ bis $1/3$ ihrer Höhe in das Wasser zu tauchen habe und sie an ihren äusseren verticalen Kanten mit angesetzten Rändern versehen solle, damit kein seitliches Ausweichen des Wassers eintrete.

ausführender Ingenieur überall, wo er nur konnte, die alten unterschlägigen Wasserräder durch die besseren Brust- oder oberschlägigen Räder zu ersetzen suchte.

Mehr als ein halbes Jahrhundert verging, währenddessen die Parent'sche (damals von allen Gelehrten angenommene) Theorie als die einzig brauchbare und für alle Wasserradgattungen ausreichende betrachtet wurde, bis 1766 (also 62 Jahre später) Borda[1]) zeigte, dass die zum Stosse kommende Wassermenge nicht der relativen Geschwindigkeit zwischen Wasser und Schaufel, sondern der Geschwindigkeit des zuströmenden Wassers, oder der Stoss des letzteren gegen die Schaufeln nicht dem Quadrate der Differenz, sondern bloss der Differenz der relativen Geschwindigkeit proportional sei[2]). Demzufolge trat auch die Maximalleistung des Wasserrades nicht bei $1/3$, sondern bei $1/2$ der Geschwindigkeit des letzteren in Bezug auf das ankommende Wasser ein, ein Resultat, das auch mit den Smeaton-Bossut'schen Versuchen stimmt, sobald man den Wasserverlust zwischen Rad und Gerinne beachtet, sowie ausserdem berücksichtigt, dass nicht alles Wasser zum Stosse kommt, wenn dasselbe auch bereits zwischen zwei Schaufeln des unterschlägigen Rades eingeschlossen ist.

Eine schon genügende Uebereinstimmung der Borda'schen Theorie mit den Smeaton-Bossut'schen Versuchen, wenn man bloss auf den letzten der beiden vorher erwähnten Verluste Rücksicht nimmt, zeigte zuerst 1795 der Professor Gerstner in Prag in seiner Theorie des Wasserstosses in Schussgerinnen mit Rücksicht auf Erfahrung und Anwendung[3]), wodurch überhaupt mehr Einsicht in die mathematische Behandlung dieser Gattung von Wasser-

1) Mémoires de l'Académie des sciences, Année 1767, Paris 1770, P. 270. (Mémoire sur les roues hydrauliques par M. le chevalier de Borda.)

2) Unter Beibehaltung der bisherigen Bezeichnungen, nur dass jetzt F den Querschnitt des ankommenden Wasserkörpers darstellt, erhält man nach Borda:

$$\mathfrak{A} = 1000 \frac{FV}{g} (V - v) v,$$

oder, wenn die pro Secunde ankommende Wassermenge, also $FV = Q$ gesetzt wird:

$$\mathfrak{A} = 1000 \frac{Q}{g} (V - v) v,$$

oder endlich, wenn man die Masse von Q mit M bezeichnet:

$$\mathfrak{A} = M (V - v) v,$$

Ausdrücke, die alle für $v = 1/2\, V$ ein Maximum werden und dann liefern:

$$\mathfrak{A}_m = 1/2\, M \frac{V^2}{2g} = 1000\, QH,$$

d. h. die grösste theoretische Leistung eines unterschlägigen Wasserrades ist nur $1/2$ derjenigen, welche dem Wasser natürlich innewohnt.

3) Abhandlung der königl. böhmischen Gesellschaft der Wissenschaften, Bd. 2, und hieraus in des Verfassers Handbuche der Mechanik, Prag 1832, §. 259 etc. Bezeichnet n die Zahl der Radschaufeln, welche gleichzeitig ins Wasser tauchen, so findet Gerstner:

$$\mathfrak{A} = M \left\{ 1 - \frac{V^2}{3 n^2 (V - v)^2} \right\} (V - v) v.$$

rädern gewonnen wurde, zugleich sich aber auch nur noch entschiedener herausstellte, dass der Nutzeffect dieser Räder nicht viel über 30 Proc. gesteigert werden kann.

Letzterer Uebelstand einerseits, die Vortheile der Einfachheit und der verhältnissmässig grossen Umfangsgeschwindigkeit aber andererseits waren Ursache, dass man sich fortwährend eifrig bemühte, eine solche Anordnung rein unterschlägiger Wasserräder ausfindig zu machen, wobei das Wasser wenig oder gar nicht durch Stoss, sondern nur durch Druck wirkt.

Die Lösung dieser Aufgabe gelang vollkommen im Jahre 1825 dem (damaligen) Ingenieurcapitän Poncelet[1]), und zwar dadurch, dass er das unterschlägige Wasserrad mit krummen Schaufeln versah und einen schräg gestellten Schützen derartig nahe an den Radumfang brachte, dass das Wasser so vortheilhaft wie möglich (ohne merklichen Stoss) zwischen die krummen Schaufeln treten, erst so weit in der hohlen Fläche in die Höhe steigen kann, bis es seine ganze Anfangsgeschwindigkeit verloren hat, nachher aber wieder herabfliesst, bis es den untersten Punkt der betreffenden Schaufel wieder erreicht und in beiden Bewegungsrichtungen fortwährend gegen die Schaufelfläche einen Druck ausübt[2]).

Das Maximum der Leistung erhält man hiernach für $\frac{v}{V} = 0{,}389$, wenn $n = 2$, für $\frac{v}{V} = 0{,}441$, wenn $n = 3$ etc., endlich für $\frac{v}{V} = 0{,}490$, wenn $n = 8$ ist.

1) Poncelet erhielt für die Erfindung seines Rades von der Pariser Akademie der Wissenschaften den von Montyon für Mechanik ausgesetzten Preis, der in einer goldenen Medaille im Werthe von 1000 Franken besteht. Die betreffende von Poncelet verfasste Abhandlung führt den Titel „Mémoire sur les roues hydrauliques à aubes courbés, mues par-dessous, suivi d'expériences sur les effets mécaniques de ces roues. Metz 1827.“ Letzteres Mémoire findet sich auszugsweise abgedruckt in dem Bulletin d'encouragement etc., Jahrg. 1825, P. 335; ferner in den Ann. de chimie et de physique, Tom. XXX, 1825, P. 136, sowie daraus endlich in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 19, 1826, S. 417.

2) Die Gleichung für die (theoretische) Nutzarbeit $= \mathfrak{A}$ dieses Rades ergiebt sich zu:

$$\mathfrak{A} = 2\,\frac{1000\,Q}{g}\,(V - v)\,v = 2\,M\,(V - v)\,v,$$

d. h. also (mit Bezug auf die Note 2, S. 324) genau doppelt so gross, als wenn das Rad ebene Schaufeln hat und sich in geradem Gerinne bewegt. Für das Maximum der Leistung, wenn $v = \frac{1}{2}\,V$ gesetzt wird, erhält man folglich:

$$\mathfrak{A}_m = M\,\frac{V^2}{2} = 1000\;QH,$$

d. h. es wird die ganze natürlich vorhandene Wasserkraft (theoretisch) auf das Rad übertragen. In der Wirklichkeit reducirt sich dies Resultat, wegen der Unmöglichkeit, allen gemachten Voraussetzungen zu entsprechen, und weil Zapfenreibung und Luftwiderstand offenbar ganz unvermeidlich sind, auf einen Nutzeffect von 60 bis 65 Proc., also immer noch auf das Doppelte der besten unterschlägigen Wasserräder in geraden Gerinnen.

Smeaton's erfolgreiche Versuche und die immer mehr aufblühende Eisenindustrie Englands hatten während dieser Zeit in letzterem Lande der Construction eiserner Wasserräder merkwürdig rasch Eingang verschafft, wobei man besonders der Gattung von Rädern Aufmerksamkeit schenkte, welche das Wasser zwischen der Mitte und den höchsten Punkten an der Brust oder am Rücken aufnehmen und die man daher auch brust- oder rückenschlägige Wasserräder zu nennen pflegt.

Die ersten dieser Räder scheint man ungefähr im Jahre 1813 ausgeführt zu haben, wenigstens erhellt dies aus den Angaben, die Rees in seiner Cyclopaedia macht und die er durch beigegebene schöne Abbildungen (Water-wheels, Pl. II) erläutert.

Bald nachher hat man auch eiserne ober- und rückenschlägige Räder nach dem sogenannten Suspensionsprincipe in Ausführung gebracht, wobei die Arme (und zwar radiale und diagonale) aus dünnen schmiedeeisernen Stangen bestehen und unmittelbar am Schaufelkranze ein Zahnrad angebracht ist, in welches das zur Fortpflanzung der Bewegung erforderliche Getriebe greift. Diesem Systeme liegt der Gedanke zu Grunde, die auf das Wasserrad übertragene Kraft ohne allen Umweg in den Zahnkranz zu leiten, durch die radialen Stangen das Gewicht der Construction zu tragen [1]) und durch die Diagonalstangen das Rad gegen Seitenschwankungen zu schützen, so dass die Wellen nur von dem Totalgewichte des Rades in Anspruch genommen werden, nicht aber von der Torsionskraft, welche das Aufschlagwasser bewirkt [2]).

Eins der ersten (nach des Verfassers Wissen) dieser Gattung Räder scheint das des Herrn Strutt zu Belper (unweit Derby an dem Flusse Derwent) zu sein, welches Rees (1819) ausführlich beschreibt und wobei Gerstner [3]) für erforderlich hält, hervorzuheben, dass er am 25. Januar 1827 dieses Rad (zum Betriebe einer Baumwollenspinnerei) besichtigte und es immer noch zur Zufriedenheit arbeitend fand. Dabei macht Gerstner zugleich auf die Coulissen- oder Rostanordnung aufmerksam, wodurch der Einlauf des veränderlichen Aufschlagwassers so günstig wie möglich gestaltet werden kann.

Auf dem Continente ist nach Egen's [4]) Angabe ein eisernes, nach dem Suspensionsprincipe ausgeführtes rückenschlägiges Wasserrad mit Coulissen für den gehörigen Einlauf des Wassers zuerst in Wesserling (Dép. du Haut-Rhin)

1) Derartig angeordnet, dass nur jedesmal die nach unten gerichteten Stangen in Anspruch genommen werden.

2) Fairbairn bemerkt (in seinem Treatise on mills and millworks, Part I, P. 117, London 1861), dass die Grundidee des Suspensionsprincipes Herrn Strutt, die Einführung desselben in den Wasserradbau einem gewissen Hewes in Manchester gebühre.

Die vorzüglichste englische Maschinenbauanstalt für den Bau derartiger eiserner Wasserräder war damals (und lange Zeit nachher) die von Fairbairn and Lillie in Manchester.

3) Handbuch der Mechanik, Bd. 2, S. 470.

4) Untersuchungen etc. über Wasserwerke, Berlin 1831, S. 194. Abbildungen dieses Rades finden sich in dem seiner Zeit von Christian redigirten Journale L'Industriel, Tom. III, 1827, P. 93, und in Gerstner's Handbuch der Mechanik, Bd. 2, Prag 1832, Taf. 64.

aufgestellt und in Gang gebracht worden, was man von Manchester (aus Fairbairn-Lillie's Maschinenbauanstalt) bezogen hatte. Egen glaubt, dass der Wirkungsgrad eines solchen Rades bis auf 80 Proc. Nutzeffect gebracht werden könne, was jedoch etwas hoch veranschlagt ist.

Nach Redtenbacher [1]) haben Escher, Wyss und Comp. in Zürich Wasserräder nach dem Suspensionsprincipe wesentlich dadurch verbessert, dass sie (ausser den erwähnten Radial- und Diagonalstangen) dieselben noch mit Umfangstangen versehen, welche in schräger Richtung am Mantel von einem Radkranze nach dem anderen hingehen und das Verwinden dieser beiden gegen einander verhüten.

Nicht unerwähnt in der Geschichte der Wasserräder dürfen die dynamometrischen Versuche Morin's [2]) bleiben, welche dieser auf Veranlassung des französischen Kriegsministeriums in den Jahren 1828 und 1829 mit fast allen Gattungen verticaler Wasserräder anstellte und wobei er bemüht war, neben Constructionsresultaten auch Correctionscoefficienten für die theoretisch entwickelten Formeln zur Berechnung der Nutzarbeit der verticalen Wasserräder zu gewinnen.

Leider können diese Coefficienten höchstens nur zu ganz angenäherten Berechnungen der Nutzarbeiten und nicht zur Bestimmung von Dimensionsverhältnissen beim Entwerfen von Wasserrädern benutzt werden, weil bei ihrer Ermittlung alle Einzelheiten des Baues unberücksichtigt gelassen wurden, nicht zu gedenken, dass die Räder, mit welchen Morin seine Versuche anstellte (mit Ausnahme eines einzigen mit sogenannten Ueberfallschützen), nicht zu den bestconstruirten gehörten.

Manches Brauchbare und Beachtenswerthe, namentlich über Theorie und Anordnung oberschlägiger Wasserräder, enthält auch die 2. Aufl. (1840) von d'Aubuisson's Traité d'hydraulique.

Am meisten bereichert wurden aber in der allerneuesten Zeit Theorie und Bau der Wasserräder durch die Arbeiten Redtenbacher's [3]) und Weisbach's [4]).

In dem unten citirten, zur Zeit noch unübertroffenen Werke Redtenbacher's wird zuerst die Unvollkommenheit, ja theilweise Unbrauchbarkeit

1) Theorie und Bau der Wasserräder, Mannheim 1846, S. 191.

2) Expériences sur les roues hydrauliques à aubes planes et sur les roues hydrauliques à augets, Paris 1836.

Neben mehrfach interessanten und nicht werthlosen Resultaten suchte Morin namentlich mittelst dieser Versuche aus der allgemeinen theoretischen Formel für Wasserräder eine sogenannte praktische Formel durch Einführung von Correctionscoefficienten K_1 und K_2 herzuleiten, die nachbemerkte Gestalt hat, wenn h die Höhe bezeichnet, welche das Wasser im Rade durchsinkt, und α der Winkel ist, welchen die Richtungen der Geschwindigkeiten V und v mit einander einschliessen:

$$\mathfrak{A} = K_1\, 1000\, Q h + K_2 1000\, Q \left(\frac{V \cos. \alpha - v}{g}\right) v.$$

3) Theorie und Bau der Wasserräder, Mannheim 1846. Mit 6 kleinen und 23 grossen lithograph. Tafeln. Die zweite, fast unveränderte Auflage erschien 1860.

4) Ingenieur-Mechanik, Bd. 2. Die erste Auflage erschien 1845.

der bisherigen Theorien gezeigt, namentlich über die sogenannte Coefficiententheorie der Stab gebrochen, bei welcher es, wie bemerkt, erscheint, als wäre es für die Nutzleistung ganz gleichgültig, wie der Einlauf des Wassers aus dem Gerinne in das Rad angeordnet ist, welche Dimensionen ein Wasserrad hat, welche Grösse, Zahl und Gestalt die Schaufeln und Zellen desselben besitzen, ob es in's Unterwasser taucht oder nicht, ob es vollkommen ausgeführt und in gutem Zustande befindlich ist oder nicht u. s. w. Redtenbacher entwickelt dafür elegante, brauchbare mathematische Theorien der Wasserräder mit Beachtung aller dieser Umstände, aus denen er erst absolute, nachher aber relative Maximalwerthe für ihre Construction ableitet, die, mit Berücksichtigung des für die Ausführung wichtigsten Elementes, des Kostenpunktes, endlich die Regeln zur Bestimmung der wesentlichsten Dimensionen liefern, welche Räder erfordern, die einen befriedigenden Wirkungsgrad geben sollen.

Der Abschnitt, welchen Weisbach in seiner Ingenieur-Mechanik den verticalen Wasserrädern gewidmet hat, zeichnet sich (wie dies ganze Werk) vor allen ähnlichen Abhandlungen durch die fast überall richtig gewählte Mitte zwischen umfangreicher, schwieriger analytischer Theorie und seichter, oberflächlicher Auffassung, namentlich aber dadurch aus, dass der Verfasser mit den einfachsten Hülfsmitteln, auf dem kürzesten Wege die wichtigsten Resultate zu erlangen versteht, welche dem ausführenden Praktiker unentbehrlich sind.

Als eine zu rühmende Ergänzung der vorbemerkten Arbeiten Redtenbacher's und Weisbach's über verticale Wasserräder ist eine Abhandlung des Bergraths und Professors Jenny zu bezeichnen, welche sich abgedruckt findet im Berg- und Hüttenmännischen Jahrbuche der k. k. österreichischen Montan-Lehranstalten 1862. (Bd. XI. neuer Folge oder XIV. der ganzen Reihe) S. 235.

§. 63.

Eintheilung der verticalen Wasserräder.

Um die Gründe nachstehender tabellarischer Eintheilung der verticalen Wasserräder gehörig festzustellen, werde vorerst in Erinnerung gebracht, dass bereits im Vorstehenden erörtert wurde, wie man, je nach der Stelle, wo das Wasser das Rad erreicht oder in dasselbe eintritt, die Wasserräder in unterschlägige und in rückenschlägige eintheile und ein oberschlägiges Rad dasjenige nenne, wo das Rad vom Wasser unmittelbar oder nahe dem Scheitel getroffen wird und in der Regel der Boden des Aufschlagwassergerinnes über dem Radscheitel liegt. Hierzu fügen wir zunächst noch, dass man auch mittel- und halbmittelschlägige Räder unterscheidet, je nachdem der Punkt, in welchem das Wasser das Rad erreicht, ungefähr in der Höhe seiner Achse, oder zwischen dieser und dem tiefsten Punkte des Rades liegt. Weil in letzteren

Fällen das Rad von der Einlaufstelle des Wassers bis zum tiefsten Punkte von einem concentrischen Mantel oder Kropfe umgeben wird, giebt man ferner derartigen Rädern auch den gemeinsamen Namen Kropfräder. Endlich unterscheidet man noch, nach der Art, wie den Kropfrädern das Wasser zugeführt wird, drei Gattungen, nämlich Räder mit Durchlassschützen, mit Ueberfall- und mit Coulisseneinlauf.

Bei den oberschlägigen Wasserrädern erhält man eine kleinere oder grössere Umlaufsgeschwindigkeit, je nachdem der Gerinnboden wenig oder mehr vom Radscheitel entfernt ist, und da diese Anordnung mit den verschiedenen Zwecken der Räder zusammenhängt, auch Theorie und Ausführung in dem einen und anderen Falle verschieden ausfällt, so erhält man hierdurch einen ferneren Eintheilungsgrund für diese Radgattung.

Nach vorstehenden Erörterungen bedarf folgende Tabelle keiner besonderen Erklärung.

Verticale Wasserräder.

I. Unterschlägige Wasserräder.		II. Halb-, mittel- und rückenschlägige Räder.	III. Oberschlägige Räder.
A. In Gerinnen.	B. In freiem Strome.	a) R. mit Durchlassschützen.	a) R. mit geringer Umfangsgeschwindigkeit.
a) R. in geradem Gerinne mit ebenen Schaufeln.	a) R., wobei die Drehachse rechtwinklig zur Wasserbewegung gerichtet ist.	b) R. mit Ueberfalleinlauf.	b) R. mit grosser Umfangsgeschwindigkeit.
b) R. mit gebogenem Gerinne, ebenen oder krummen Schaufeln.	b) R., wobei die Drehachse parallel zur Wasserbewegung liegt.	c) R. mit Coulisseneinlauf.	

Unterschlägige Wasserräder in Gerinnen.

§. 64.

Wasserräder in geradem Gerinne [1]).

Die allergewöhnlichste Art dieser Wasserradgattung, und zwar in Verbindung mit dem sogenannten Grundwerke, stellt Fig. 204 im Verticaldurchschnitte und Fig. 205 im Grundrisse (S. 333) dar.

1) Ausser der bereits citirten Abhandlung Gerstner's (Handbuch der Mechanik, Bd. 2) und den classischen Schriften Redtenbacher's und Weisbach's sind hier noch folgende Quellen zu beachten: Neumann, Der Wasser-

Dabei ist vorerst zu bemerken, dass die Technik mit dem Namen **Grundwerk** jeden künstlichen Einbau bezeichnet, der im fliessenden Wasser deshalb angelegt wird, um den Wasserspiegel so viel als möglich zu heben und bei Wasserrädern denselben das Wasser auf die vortheilhafteste Weise zuzuführen [1]).

mahlmühlenbau, Berlin 1810. Ein für den Bau hölzerner Gerinne und Wasserräder aus demselben Materiale immer noch recht empfehlenswerthes Werk, sobald man die rationelleren Constructionsmethoden der letzteren auf anderem Wege kennen gelernt hat. — Schwahn, Lehrbuch der praktischen Mühlenbaukunde, Berlin 1849, 3. Abtheil. (Vom Bau der Wassermahlmühlen.) Ein zwar ebenfalls im älteren Geiste der Constructionslehre abgefasstes Werk, jedoch nicht ohne alle Rücksicht auf die Neuzeit und nicht ohne Hinweisung auf Eisenconstructionen, überhaupt ein Werk, welches für den Zweck praktischer Ausführungen von Wasserrädern (nach vorheriger Bestimmung der Hauptdimensionen) gelesen zu werden verdient. — Morin, Leçons de mécanique pratique, 2e. Partie (Hydraulique), Paris 1846, §. 117 (Roues à aubes planes recevant l'eau en dessous). Eine elementar-theoretische Abhandlung (im Geiste Poncelet's) über unterschlägige Wasserräder, mit besonderer Berücksichtigung der Versuche Smeaton's, Bossut's und Christian's, wobei hauptsächlich die Einführung sogenannter Erfahrungscoefficienten im Auge behalten wird. — Steichen, Ueber die unterschlägigen Räder in Schnurgerinnen und die Schiffsmühlenräder. Civil-Ingenieur, Bd. 7, S. 303. (Nach den Ann. des travaux publ. de Belge, Tom. XVI.) Eine nicht uninteressante Abhandlung, welche jedoch nicht sehr viel Neues liefert und recht eigentlich Zeugniss giebt, wie wenig man sich auch in Belgien (wie in Frankreich) um die Arbeiten deutscher Männer, wie Gerstner's, Weisbach's und Redtenbacher's, über denselben Gegenstand zu kümmern scheint.

1) Zur besseren Aufklärung hierüber benutzen wir die Fig. 202 (Grundriss) und Fig. 203 (verticaler Längenschnitt).

Ist ein Fluss oder Bach, von welchem ein Wasserrad betrieben werden soll, von Natur so beschaffen, dass das Wasser nicht zuweilen ausserordentlich anwächst, und ist ein bedeutendes Gefälle überhaupt weder erforderlich, noch (zweckmässig) zu erlangen, so baut man das Wasserradgrundwerk unmittelbar in den Fluss hinein. Sind jedoch die Verhältnisse in Verbindung mit den sonst gestellten Anforderungen nicht so einfach, so legt man quer durch das Flussbett a ein Wehr c (Fig. 202 und 203). Unter einem Wehre versteht man aber einen Einbau oder Damm, welcher, aus Holz oder Stein (wie Fig. 203) hergestellt, den Wasserspiegel erheben oder aufstauen, ausserdem aber auch für Wasserradzwecke ein bestimmtes Quantum Wasser in vorgeschriebener Richtung in einen neben dem Flusse anzulegenden Canal (Mühlgraben) ddg sicher hineinleiten soll. In der Regel wählt man die letztere Anordnung, weil man dann durch den erzeugten Stau den umliegenden Ländereien weniger gefährlich wird, sowie auch beim Baue, bei der Reparatur und dem Betriebe des ganzen von dem Wasserrade in Thätigkeit gesetzten Werkes (Mühle, Fabrik) das Wasser besser abhalten kann, überhaupt solches mehr in seiner Gewalt hat, endlich auch im Stande ist, ein bedeutendes Gefälle, wenn dies ein Fluss auf einer langen Strecke seines Laufes darbietet, zum Betriebe eines Werkes zu benutzen. Ueberhaupt legt man in Hinsicht auf das Gefälle bei Wasserrädern ein Wehr dann an, wenn das natürlich vorhan-

Das Grundwerk besteht hauptsächlich aus drei Theilen, dem **Vorgesenke** *ff*, dem **Griesswerke** *ikl* und den **Gerinnen** *gh* (Fig. 204 und Fig. 205, S. 333).

dene Gefälle nicht gross genug ist, oder wenn auf einer kurzen Strecke ein starkes natürliches Gefälle vorhanden ist, welches auf einen Punkt concentrirt werden soll.

Hinsichtlich des Ortes *z*, wo man am Fabrikcanale das Grundwerk *fkl* errichtet, kann, mit wenigen Ausnahmen, die Regel ausgesprochen werden, dass es bei kleineren und mittleren Gefällen besser ist, den Obergraben *df* kurz, den

Fig. 202.

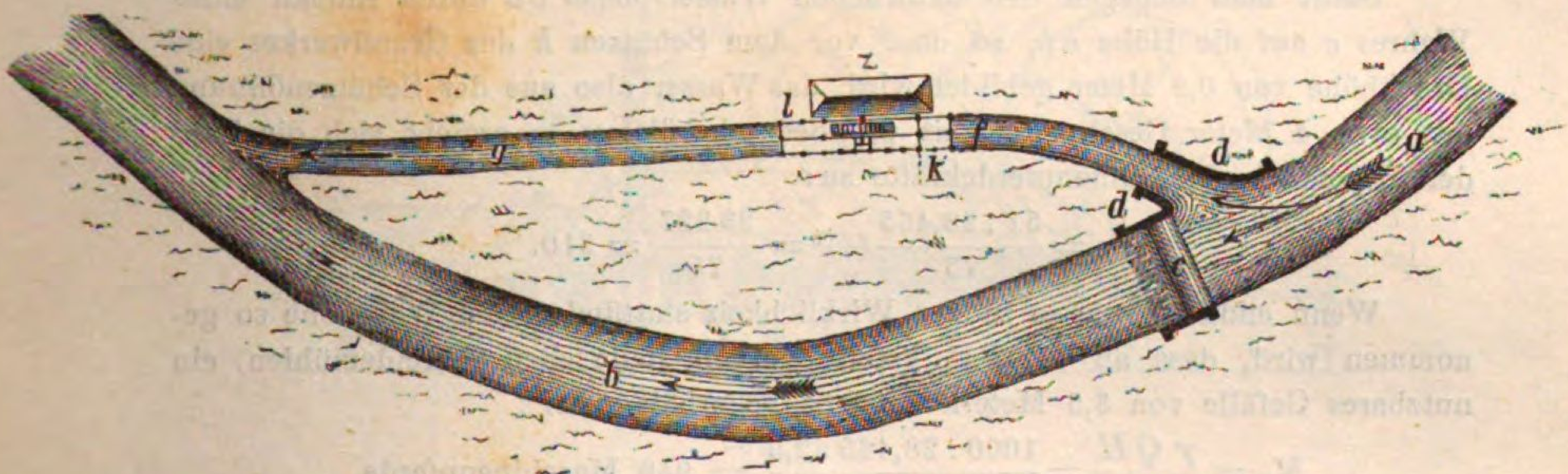
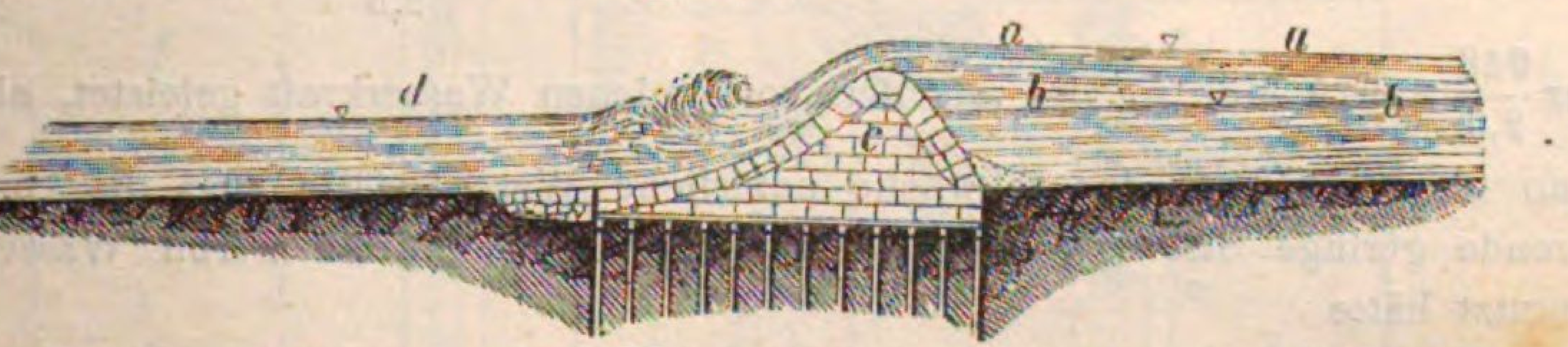


Fig. 203.



Untergraben *g* aber lang zu machen, wofür die Nähe des Wehres (schnell dahin zu gelangen, Canaldämme von geringer Länge wasserdicht zu erhalten), sowie der Umstand spricht, dass Wasserstandsveränderungen im Flusse weniger nachtheiligen Rückstau auf die Räder bringen können, wenn der Untergraben lang ist. Obergraben von grossen Längen sind vorzugsweise in Gebirgsthälern von Nutzen, indem dann die Leitung ohne besondere Schwierigkeiten an den Bergabhängen hingeführt werden kann.

Wie ausserordentlich der Vortheil der Wehre und Grundwerke für rechte Benutzung natürlich vorhandener Wasserkräfte ist, erhellt am besten aus einem Zahlenbeispiele.

Bei sorgfältigen Messungen mit den Studirenden der polytechnischen Schule fand ich im Sommer 1857 (etwa $^1/_2$ Stunde oberhalb der Stadt Hannover) das Wasserprofil des Leineflusses 78 Quadratmeter und die mittlere Stromgeschwindigkeit zu $0^m,364$, so dass pro Secunde 28,465 Cubikmeter Wasser der Stadt zuströmten. Die Anzahl der Maschinenpferdekräfte N_a, welche dieser Wassermasse innewohnten, berechnet sich hiernach zu:

$$N_a = \frac{\gamma}{2\,g}\,\frac{Q\,v^2}{75} = \frac{51\;Q\,v^2}{75} = \frac{51\;.\;28{,}465\;(0{,}364)^2}{75} = \frac{192{,}27}{75} = 2{,}5.$$

Das Vorgesenke (Vorgediele, Heerd, Aufschussboden) dient zum Auffangen des Betriebswassers, verhütet gleichzeitig das Vorbeifliessen an unrechter Stelle und besteht diesem entsprechend aus den Grundpfählen *cc* mit den darauf befestigten (gezapften) Grundbalken *d*, der erforderlichen Bedielung *f*, sowie endlich aus gehörigen, vertical gestellten Seitenwänden, deren festes Gerippe entweder aus in die Erde gerammten Pfählen, oder auf die Grundbalken gesetzten Stielen (Wandpfählen) besteht, die oberhalb durch Holme zu einem gehörigen Ganzen verbunden sind.

Das Griesswerk (Griffwerk) *baie* dient zur Verbindung des Vorgesenkes

Staut man dagegen den natürlichen Wasserspiegel *bb* durch Einbau eines Wehres *c* auf die Höhe *ab*, so dass vor dem Schützen *k* des Grundwerkes eine Druckhöhe von 0,9 Meter gebildet wird, das Wasser also aus der Schützenöffnung mit etwa 4 Meter Geschwindigkeit pro Secunde fliesst, so ergiebt sich die Zahl der disponibeln Maschinenpferdekräfte zu:

$$N_a = \frac{51 \,.\, 28{,}465}{75} (4)^2 = \frac{23\,227}{75} = 310.$$

Wenn endlich, wie es in der Wirklichkeit stattfindet, die Wehrhöhe so genommen wird, dass an der Fabrikstelle *z* (den städtischen Getreidemühlen) ein nutzbares Gefälle von 3,5 Metern entsteht, so erhält man:

$$N_a = \frac{\gamma Q H}{75} = \frac{1000 \,.\, 28{,}465 \,.\, 2{,}5}{75} = 948 \text{ Maschinenpferde.}$$

Im ersten Falle wird also durch den Wehrbau $\frac{310}{2{,}5} = 124$, im zweiten sogar $\frac{948}{2{,}5} = 379$ Mal so viel mit der vorhandenen Wasserkraft geleistet, als wenn man ohne Weiteres das schwache natürliche Wassergefälle und die correspondirende geringe Stromgeschwindigkeit ($0^m{,}364$) zum Treiben von Wasserrädern benutzt hätte.

Zu beachten ist in Bezug auf die im Vorstehenden berechneten Maschinenpferde, dass in Wirklichkeit die damals vorhandenen Kropfräder nur etwa 60 Proc. der disponibeln, natürlichen Wasserkraft nützlich verwendeten, so dass, wenn man mit N_n die Anzahl der reellen oder Nutzpferdekräfte bezeichnet, mit Bezug auf Seite 239 erhalten wird: $\mathfrak{g} = \frac{N_n}{N_a}$, sowie $N_n = \mathfrak{g} \,.\, N_a$, d. i. $N_n = 0{,}6 \,.\, 948 = 568{,}8$.

Wichtig ist die rechte Wahl der Geschwindigkeit, womit das Wasser in den Wassergräben oder Canälen dem Grundwerke zugeführt wird. Einerseits darf diese nicht zu gross sein, damit Boden und Seitenwände nicht angegriffen werden, andererseits darf man sie aber auch nicht zu klein nehmen (gewöhnlich $0^m{,}3$ bis $0^m{,}6$ pro Secunde), damit die Querschnitte des Grabens nicht zu bedeutend ausfallen. Hierüber, sowie hinsichtlich aller hierbei sonst erforderlichen Berechnungen handelt u. a. ausführlich des Verfassers Hydromechanik, wo man speciell die Artikel: Längenprofile der Canäle, relatives Gefälle (Rösche) der Aufschlagwassergräben und Abzugsgräben, §. 112, ferner §. 115 „Geschwindigkeitsmessungen", §. 127 „Vortheilhaftes Canalprofil", §. 130 „Eintritt und Austritt des Wassers bei Canälen", §. 137 „Stauhöhe und Stauweite bei Einbauen in Canälen und Flüssen" nachzulesen haben würde.

und des Gerinnwerkes, zur Abtheilung und Regulirung des Wasserzuflusses, sowie zur Befestigung und Beschützung der damit verbundenen Gerinne. Es besteht dasselbe hauptsächlich aus dem Hauptfachbaume (Hauptgrundbalken) *a*, der (wie der erste Heerdbalken) auf einer kräftigen Spundwand *b* befestigt ist, aus den Hauptgriesssäulen *i* [1]) und dem Holme (Stirnbaume) *e*. Die Griesssäulen *i* sind mit Falzen für die Schützen oder Schutzbretter *k* versehen, die entsprechend auf- und niedergeschoben werden können. Zu letzterem Zwecke sind zwischen den Griesssäulen Wellen *l* um Zapfen drehbar angebracht, wor-

Fig. 204.

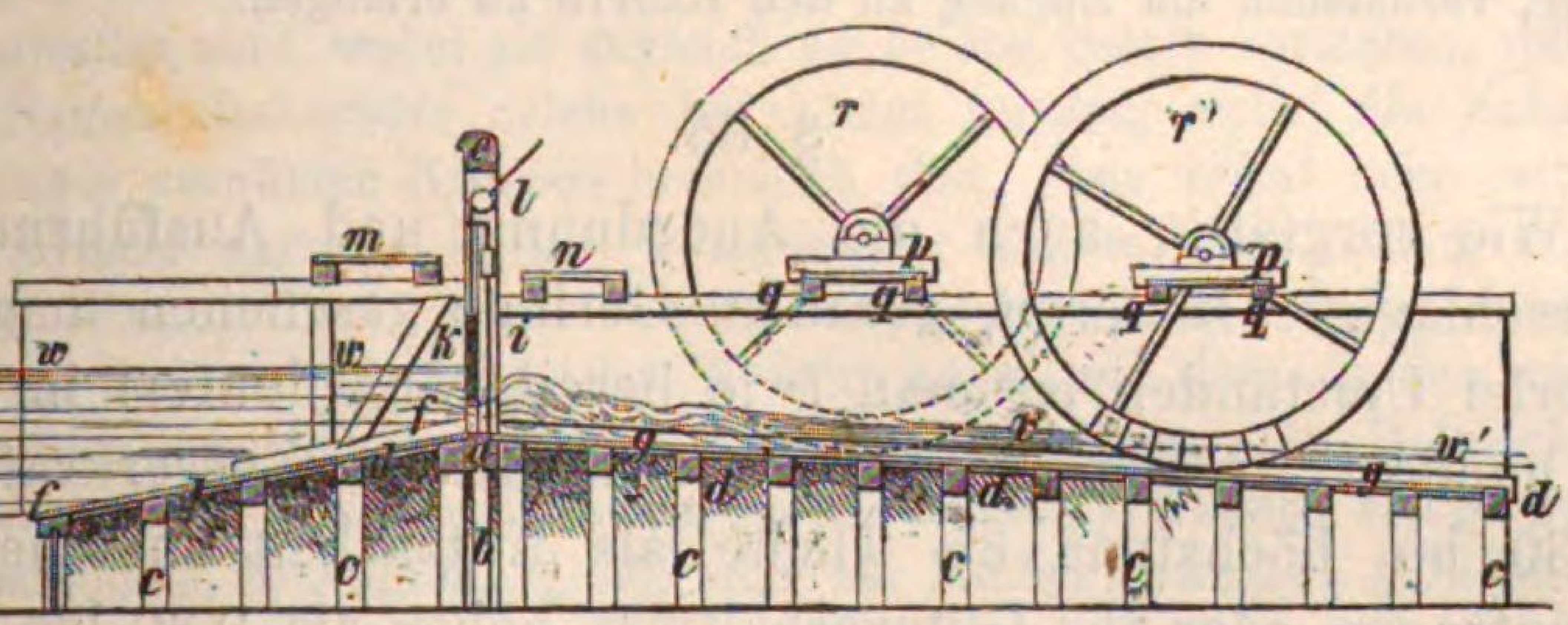
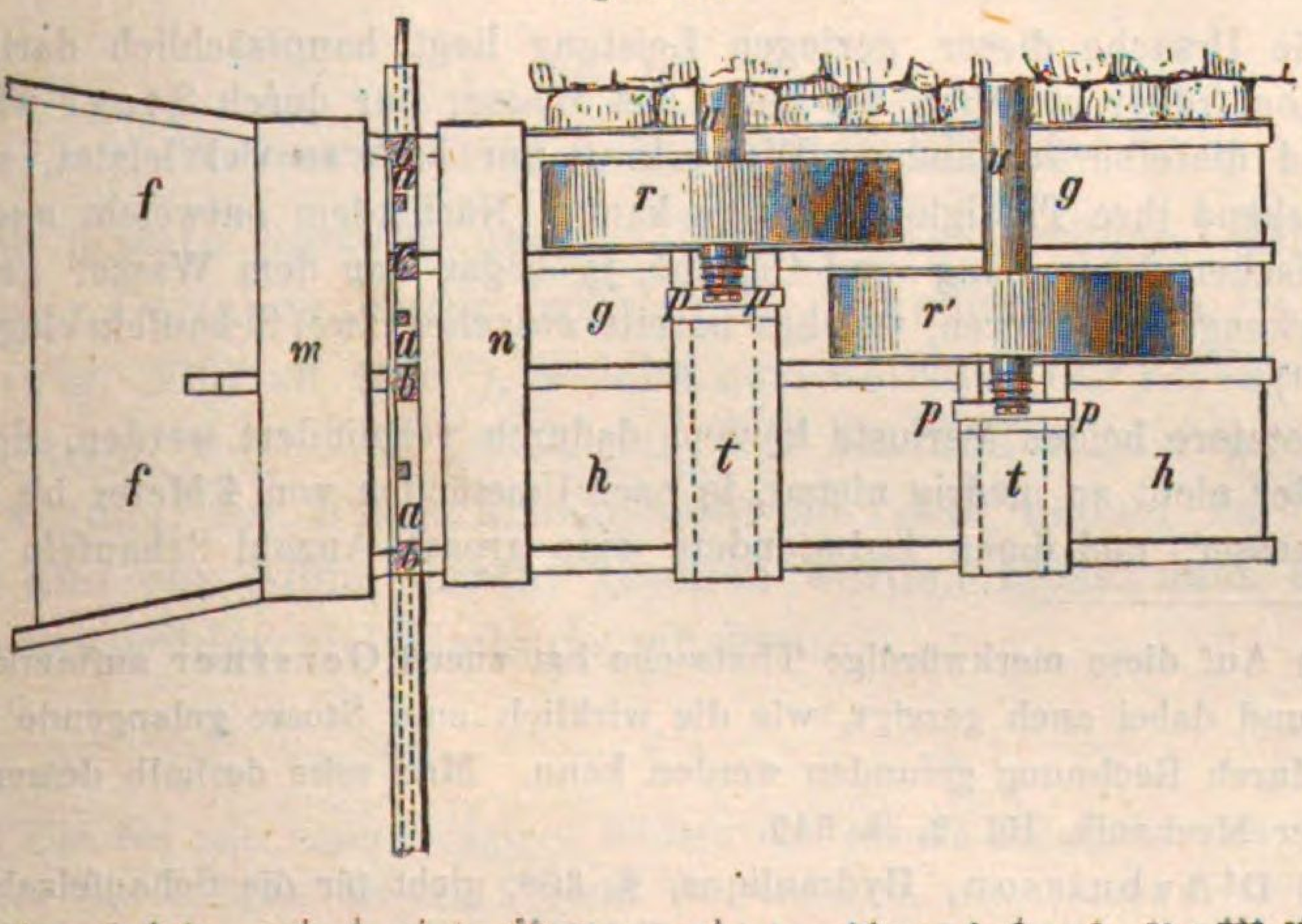


Fig. 205.



über an den Schützen befestigte Ketten gehen, während durch die Wellen gehörige Hebebäume gesteckt sind.

Das **Gerinne** dient sowohl zur Aufnahme der Räder, als zur geeigneten Zuführung des Wassers, sowie auch dazu, überflüssiges Wasser (oder unter Umständen alles Wasser) neben den Rädern in bestimmten Grenzen abfliessen zu lassen. In letzterer Anordnung besteht der Unterschied zwischen **Radgerinne** *gg* und **Freigerinne** *hh*. Uebrigens bestehen beide Gerinne ebenfalls aus Grundpfählen *c* und Grundschwellen *d*, worauf der aus Dielen gebil-

1) In der Grundrissfigur 205 sind diese Griesssäulen fälschlich mit *b* und *c* bezeichnet.

dete Gerinnboden liegt, während die Seitenwände aus Wandstielen als Rippen mit darüber gelegten, sie verbindenden Holmen (Weidebänke genannt) bestehen, sowie aus der erforderlichen Bretterverkleidung etc. Brücken *m* und *n* dienen dazu, um möglichst bequem von allen Seiten zu dem Griesswerke, den Schützen und in die Nachbarschaft gelangen zu können.

Die Wellen *u* der Wasserräder *r* und *r'* ruhen und laufen mit ihren Zapfen in geeigneten Lagern, in dem sogenannten Angewäge (Angewelle) *p*, während letztere wieder auf Streckhölzern *q* liegen, die auf die Gerinnwände gekämmt sind. Die Bedielung *t*, womit man die Streckhölzer bedeckt, dient als Brücke, vornämlich um Zugang zu den Rädern zu erlangen.

§. 65.

Wie sorgfältig auch die Anordnung und Ausführung rein unterschlägiger Räder in geradem Gerinne geschehen mag, unter keinerlei Umständen ist man (wie bereits angedeutet) im Stande, von hundert Theilen natürlich vorhandener Wasserkraft mehr als 30 bis höchstens 35 Theile als Nutzarbeit auf die Welle überzutragen oder ihr Güteverhältniss höher als 0,30 bis 0,35 zu bringen.

Die Ursache dieser geringen Leistung liegt hauptsächlich darin, dass, wie schon früher erwähnt, bei ihnen das Wasser nur durch Stoss wirkt, wo eine und dieselbe vorhandene Wasserkraft nur halb so viel leistet, als wenn sie drückend ihre Thätigkeit äussern kann. Nächstdem entweicht auch Wasser zwischen Radumfang und Gerinne, ja sogar von dem Wasser geht noch viel wirkungslos verloren, welches bereits zwischen zwei Schaufeln eingeschlossen ist[1]).

Letztere beiden Verluste können dadurch vermindert werden, dass man die Räder nicht zu niedrig nimmt, je nach Umständen von 4 Meter bis 8 Meter Durchmesser, und ihnen insbesondere eine grosse Anzahl Schaufeln giebt[2]).

1) Auf diese merkwürdige Thatsache hat zuerst Gerstner aufmerksam gemacht und dabei auch gezeigt, wie die wirklich zum Stosse gelangende Wassermasse durch Rechnung gefunden werden kann. Man sehe deshalb dessen Handbuch der Mechanik, Bd. 2, S. 349.

2) D'Aubuisson, Hydraulique, §. 306, giebt für die Schaufelzahl unterschlägiger Wasserräder folgende kleine Tabelle:

Durchmesser . . .	4m	5m	6m	7m	8m
Schaufelzahl . . .	28	32	36	40	45

Redtenbacher berechnet die Anzahl der Schaufeln aus folgender für Metermaass geltender Formel:

$$\frac{2\,R\pi}{0{,}2 + 0{,}7\,a},$$

worin R den äusseren Halbmesser des Rades und a die Tiefe des letzteren oder die Differenz zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades bezeichnet.

Letztere Zahl stellt man am besten dadurch fest, dass man wenigstens 4 bis 5 Schaufeln (nach Gerstner 6 bis 8) gleichzeitig in's Aufschlagwasser tauchen lässt. Ueberdies stellt man die Schaufeln nicht radial, sondern so, dass sie, zur Hälfte aus dem Hinterwasser gezogen, auf dem Spiegel des letzteren rechtwinklig stehen [1]).

Anmerkung. Hier werde noch einer (jetzt ziemlich veralteten) Eintheilung der unterschlägigen Wasserräder, nämlich der in Strauberäder, Staberäder und Pansterräder, gedacht. Strauberäder nannte man die, welche bloss einen Kranz haben, worauf die Schaufeln mittelst Knaggen oder Stelzen befestigt sind, wobei sie zugleich an beiden Seiten vorstehen, während mit dem Namen Staberäder solche bezeichnet wurden, wobei die Schaufeln zwischen zwei parallelen Kränzen befindlich sind, ohne radial oder seitwärts über die Kränze hervorzuragen. Pansterräder nannte man endlich schwere und breite Wasserräder, die mit besonderen Mechanismen versehen sind, um sie mit dem Steigen und Fallen des Wassers höher und tiefer stellen oder sie aus demselben ganz herausziehen zu können. Specielles über Hebwerke für solche Pansterräder finden sich in dem bereits citirten Werkchen von Schwahn (Mühlenbaukunde, 3. Abtheil., §. 26) und bei Redtenbacher (Wasserräder, Taf. XX bis XXII).

§. 66.

Wasserräder in gekrümmtem Gerinne.

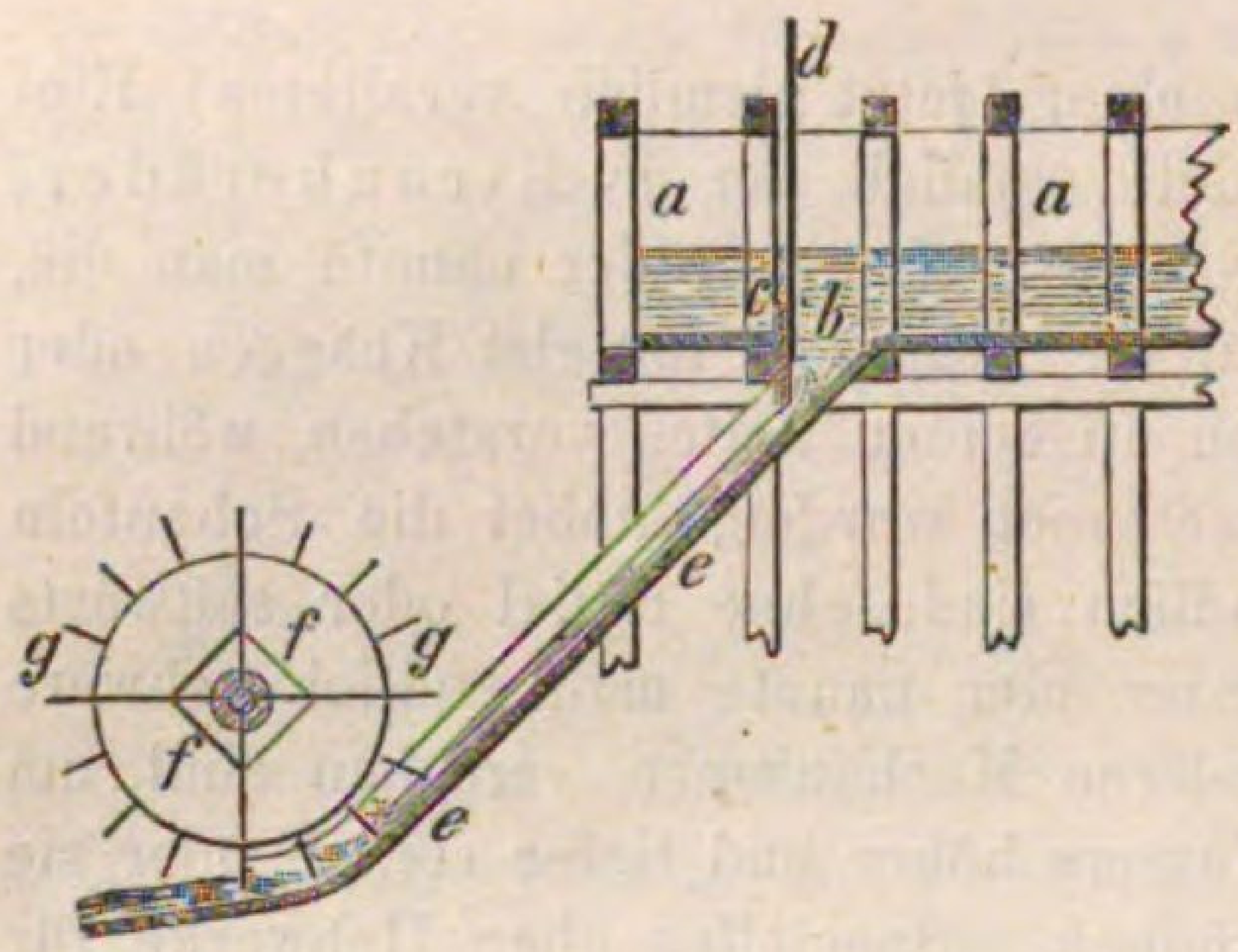
Die älteste Gattung unterschlägiger Wasserräder, welche in gebogenen Gerinnen laufen, scheint die der sogenannten Hammerräder (Fig. 206) zu sein [2]), welche zum Betriebe der Eisenhämmer in gebirgigen Gegenden (auch zur Zeit hin und wieder noch) benutzt werden, wo Wasserkräfte mehr als man bedarf zu Gebote stehen und vor Allem darauf gesehen werden muss, dass die Betriebswasserräder viel Umläufe machen.

1) Um bei rein unterschlägigen Rädern mit ebenen Schaufeln den höchsten Nutzeffect von einigen dreissig Procent zu erreichen, muss man dieselben noch mit einem bogenförmigen Gerinnboden versehen, der links und rechts von der verticalen Mittellinie etwa die Ausdehnung einer Schaufeltheilung hat. Ferner hat man den Schützen nahe an das Rad zu stellen und ihn entsprechend gegen den Horizont zu neigen. Man sehe hierüber Redtenbacher's Resultate für den Maschinenbau. Fünfte von Grashof besorgte Auflage, S. 176, Nr. 190, sowie noch ausführlicher in dessen Theorie und Bau der Wasserräder, S. 176 ff.

2) Das Wasser wirkt hier grösstentheils, aber nicht gänzlich durch Stoss. Auf der Strecke, wo das gebogene Gerinne das Rad umgiebt, ist das Gewicht des Wassers wirksam, so dass diese Hammerräder wohl auch zu den sogenannten Kropfrädern gerechnet werden.

D'Aubuisson[1]) lobt diese Räder und räth sogar, sie für die gedachten Zwecke den oberschlägigen Rädern vorzuziehen, sobald man überhaupt grosser Umfangsgeschwindigkeiten bedarf und möglichst wohlfeil eine bedeutende Zahl von Umgängen oder Hüben beschafft werden muss. Nach diesem Hydrauliker haben derartige Räder in den Hüttenwerken der Pyrenäen 2,5 bis 3,0 Meter Durchmesser (bei $6^m,0$ bis $8^m,0$ Gefälle), sind mit etwa 24 radialen hölzernen Schaufeln von $0^m,35$ Höhe bei $0^m,07$ Dicke versehen und dieselben in der Mitte der ebenen Fläche ausgehöhlt, wodurch die Stosswirkung bedeutend erhöht wird.

Fig. 206.



Aehnliche Hammerräder (wie Fig. 206) beschreibt Tunner[2]), wie sie sich (namentlich früher) in Steiermark vorfinden. Dabei wird der Radkranz *g* von zwei Armen *ff* getragen, die sich in der durchgesteckten Welle kreuzen (Durchsteckarme), mit den Schaufeln einerlei Breite haben und folglich gleich vier Schaufeln bilden. Zwischen je zwei solcher Armschaufeln werden in den Kranz gewöhnlich noch drei Schaufeln (gewiss zu wenig) eingesetzt, so dass ein solches Rad nun 16 Schaufeln bei 2,80 bis 3,50 Meter Durchmesser erhält. Die Gerinne *a* sind an der Ausflussöffnung *b* mit einem stellbaren Schutzbrette *cd* versehen, während dem Rade das Wasser durch einen entsprechend geneigten Brettcanal (Sturzgerinne) *e* zugeführt wird.

Tunner empfiehlt besonders eine Gattung derartiger Räder (Stockräder genannt), wobei der Radkranz unmittelbar auf der Welle (richtiger auf der Aufsattlung) sitzt, also keine Arme vorhanden sind, und wobei die eingesetzten gusseisernen Schaufeln hohle Halbcylinder bilden, wodurch die Stosskraft des Wassers vermehrt, zugleich die erforderliche Schwungmasse des Rades vortheilhaft erhöht wird.

Wo bei Anwendung eines unterschlägigen Rades (für Gefälle von ½ bis 1½ Meter) die natürlich vorhandene Wasserkraft so viel als nur möglich nutzbar gemacht und eine sehr grosse Umlaufszahl erreicht werden soll, giebt es zur Zeit immer noch kein vortheilhafteres verticales Wasserrad, als das des Generals Poncelet (Fig. 207), indem man hier bei richtiger Berechnung,

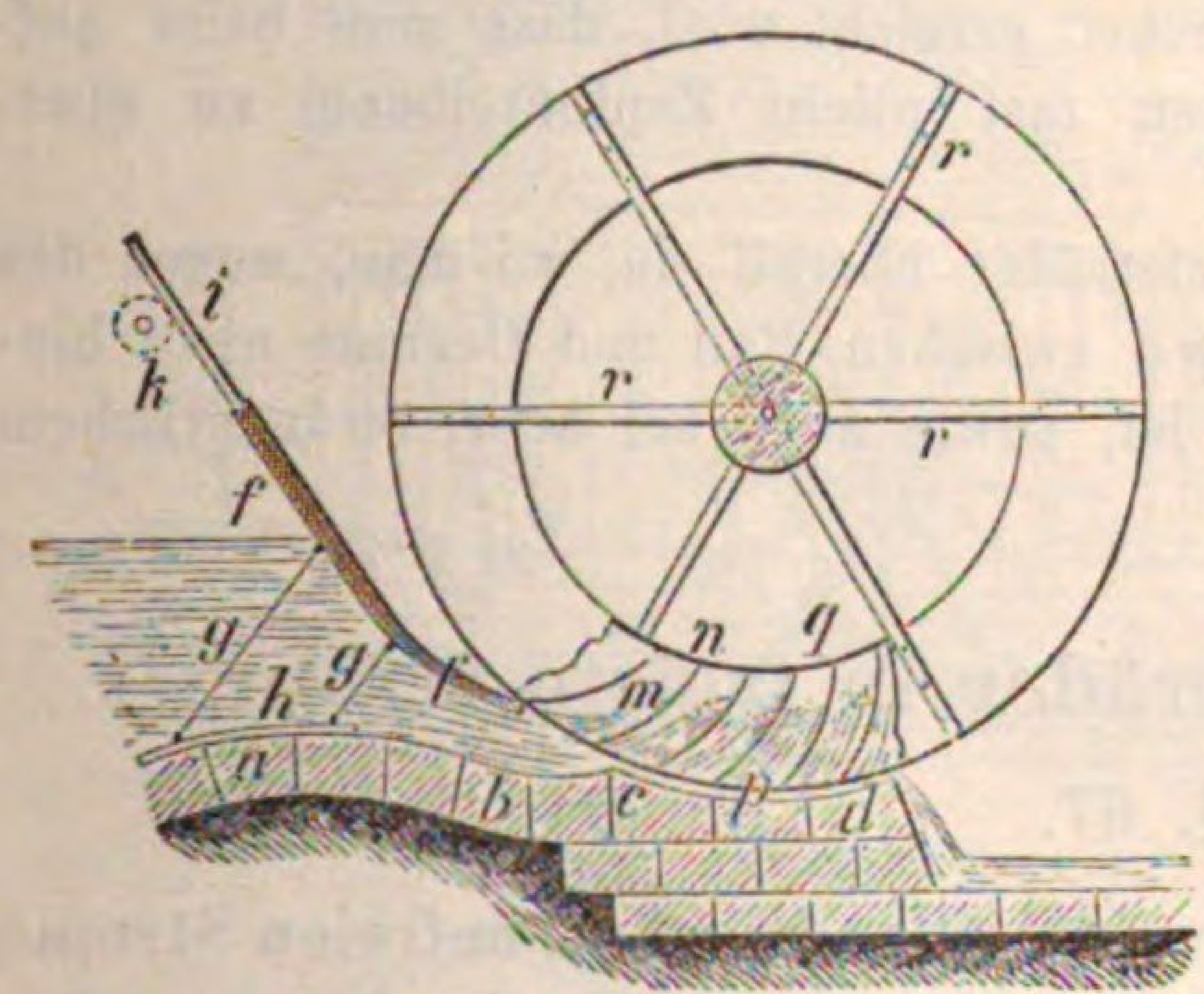
1) Hydraulique, §. 328. D'Aubuisson führte u. a. als Beispiele Räder an, welche bei 7 bis 8^m Gefälle und 0,5 Cubikmeter Wasser pro Secunde Hämmer von 600 bis 700 Kilogr. Gewicht, hundert bis hundertundzwanzig Mal pro Minute auf $0^m,30$ bis $0^m,45$ Höhe heben.

2) Die Stabeisen- und Stahlbereitung, Freiberg 1858, Bd. 1, S. 72.

Anordnung und guter Ausführung recht wohl 0,60 bis 0,67 als Güteverhältniss erreichen kann [1]).

Recht wohl zu beachten hat man, dass nicht jedes unterschlägige Wasserrad mit krummen Schaufeln ein Ponceletrad genannt werden kann, dass zu einem solchen vielmehr noch ein dem Rade so nahe wie möglich schräg gestellter Schütze (wie *f* unserer Abbildung), sowie ferner ein nach bestimmter Spirale *abc* gekrümmtes Gerinne gehört.

Fig. 207.



Durch die erwähnte Schützenanordnung wird dem Rade die nothwendige Wassermenge möglichst vortheilhaft zugeführt und durch den spiralförmigen Gerinnboden veranlasst, dass die an verschiedenen Stellen des Rades eintretenden Wasserfäden den Umfang des letzteren unter möglichst gleich günstigen Winkeln schneiden. Ebenso lässt sich erreichen, dass das aus der Schützenöffnung fliessende Wasser (fast) ohne Stoss in das Rad tritt und zufolge der ihm innewohnenden lebendigen Kraft längs der krummen Schaufeln *mn* so hoch aufsteigt, bis es seine anfängliche relative Geschwindigkeit ganz verloren hat. Hierbei erkennt man leicht, dass eine grosse Kranzbreite *pq* erforderlich wird, die auch in der That von Morin [2]) zu $1/4$ bis $1/3$ des Raddurchmessers, nach Redtenbacher [3]) sogar zu $1/2$ des disponibeln Gefälles angegeben wird [4]).

1) Noch höher scheint das Güteverhältniss zu werden, wenn das Rad bis zu $1/3$ des Gefälles im Wasser watet, wenigstens zeigen dies Laclonge's dynamometrische Versuche, welche mit einem Ponceletrade bei 0,93 Cubikmeter Wasser pro Secunde und $1^m,212$ Gefälle angestellt wurden, wobei das Güteverhältniss sogar auf 0,755 stieg, wahrscheinlich das Höchste, was bis jetzt mit derartigen Rädern erreicht wurde. Der Halbmesser des Versuchsrades betrug $2^m,48$, seine lichte Weite, sowie Kranzbreite 1 Meter. Bei 10 Umgängen pro Minute und $0^m,3$ Aufzug des Schützens ergab die dynamometrische Messung die (höchste) Leistung von $11 1/3$ Pferdekraft. Ueber diese Versuche, sowie hinsichtlich specieller Dimensions- und Effectberechnungen s. man Laclonge's Arbeit in dem Génie industriel, Tom. VII, 1854, P. 99.

2) Leçons de mécanique pratique, Paris 1846, 2e Partie, P. 270, wobei auch Morin über Versuche mit drei verschiedenen Rädern berichtet, den Einfluss des krummlinigen Wassereinlaufs erprobt und die früher von Poncelet etwas zu gering angegebenen Raddimensionen (namentlich die Kranzbreite) corrigirt.

3) Resultate etc.: Nimmt man mit Redtenbacher ein- für allemal den Raddurchmesser gleich der vierfachen Gefällshöhe, so erhält man für 1 Meter Gefälle nach Morin und Redtenbacher dieselbe Kranzbreite, nämlich $0^m,5$.

4) Fairbairn in seinem Treatise on mills and millworks, Tom. I, giebt P. 153 für Ponceleträder von $D = 10$ bis 20 Fuss Durchmesser zur Berechnung der erforderlichen Zahl $(= i)$ von Radschaufeln die Formel:

Neben den richtig gewählten Dimensionen hängt das Gelingen eines Ponceletrades auch noch besonders von der guten Ausführung desselben ab und ist wegen der besseren Formfähigkeit und geringeren Dicke der betreffenden Theile (namentlich der Schaufeln) die Anwendung von Eisenblech nicht genug zu rathen. In unserer Skizze ist selbst ein eisernes Schutzbrett (nach Weisbach) vorausgesetzt, welches überdies noch als sogenannter Schwimmschütze, d. h. mit Lenkstangen g angeordnet ist, die mit ihren Enden einerseits am Schützen, andererseits an einer festen Platte h im Gerinnboden drehbar gemacht sind und wobei der Vortheil erreicht wird, dass man beim Aufziehen und Niederlassen der Schützen fast allein Zapfenreibung zu überwinden hat.

Minder vortheilhaft sind Ponceleträder überall da, wo man, wegen des Eises im Winter, den Spielraum cpd zwischen Rad und Gerinne nicht hinlänglich klein zu machen im Stande ist, sowie auch bei sehr veränderlichem Wasserzuflusse.

Unterschlägige Wasserräder in freiem Strome[1]).

§. 67.

Bis vor nicht langer Zeit waren alle direct vom freien Strome fliessenden Wassers getriebenen Räder keine anderen, als jene Schiffmühlenräder, welche man (wie früher berichtet wurde) bereits im sechsten Jahrhundert auf der Tiber in Rom zu errichten verstand und die man noch heute auf den grösseren Strömen Europa's in Anwendung findet.

Fig. 208 und 209 sind Abbildungen (in $\frac{1}{224}$ wahrer Grösse) dieser letzteren, wobei a das sogenannte Hausschiff ist, auf welchem sich das Mühlwerk in leichtem Brettergebäude und zugleich die eine Auflagestelle der Wasserradwelle c befindet, während b das Wellschiff genannt wird, dessen Zweck ist, das zweite Auflager der Wasserradwelle c zu bilden.

$$i = \frac{8}{5} D + 16.$$

Für $D = 14$ Fuss erhielte man hiernach 38 bis 39 Schaufeln, während Weisbach (bei 1 Fuss Theilung) 44 berechnet.

Redtenbacher nimmt ein- für allemal 42.

Die Weisbach'sche Bestimmung dürfte die empfehlenswertheste sein.

1) Ernst, Mühlenbaukunst, Leipzig 1818, Th. 3, Cap. 3. — Schwahn, Lehrbuch der Mühlenbaukunde, Berlin 1849, 3. Abtheil., §. 70. Das Ausführlichste über die praktische Anordnung dieser Gattung von Rädern unter Voraussetzung von Holzconstructionen. — D'Aubuisson, Hydraulique, §. 329. — Poncelet, Cours de mécanique appliquée aux machines, 7me sect., §. 63. — Weisbach, Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, 4. Aufl., §. 218. — Steichen, Ueber die Wirkung des Wassers gegen Schiffmühlenräder in den Ann. des travaux publ. de Belge, Tom. XVI. Deutsch im Civil-Ingenieur, Bd. 7, S. 303.

Beide (prahmartig) construirte Schiffe werden durch Balken *d* mit einander verbunden, auch mit einer Laufbrücke versehen, um von einem zum anderen gelangen zu können, in der vortheilhaftesten Strömung des Flusses vor Anker gelegt und unter Umständen wohl auch durch Taue oder Ketten an den Ufern befestigt.

Fig. 208.

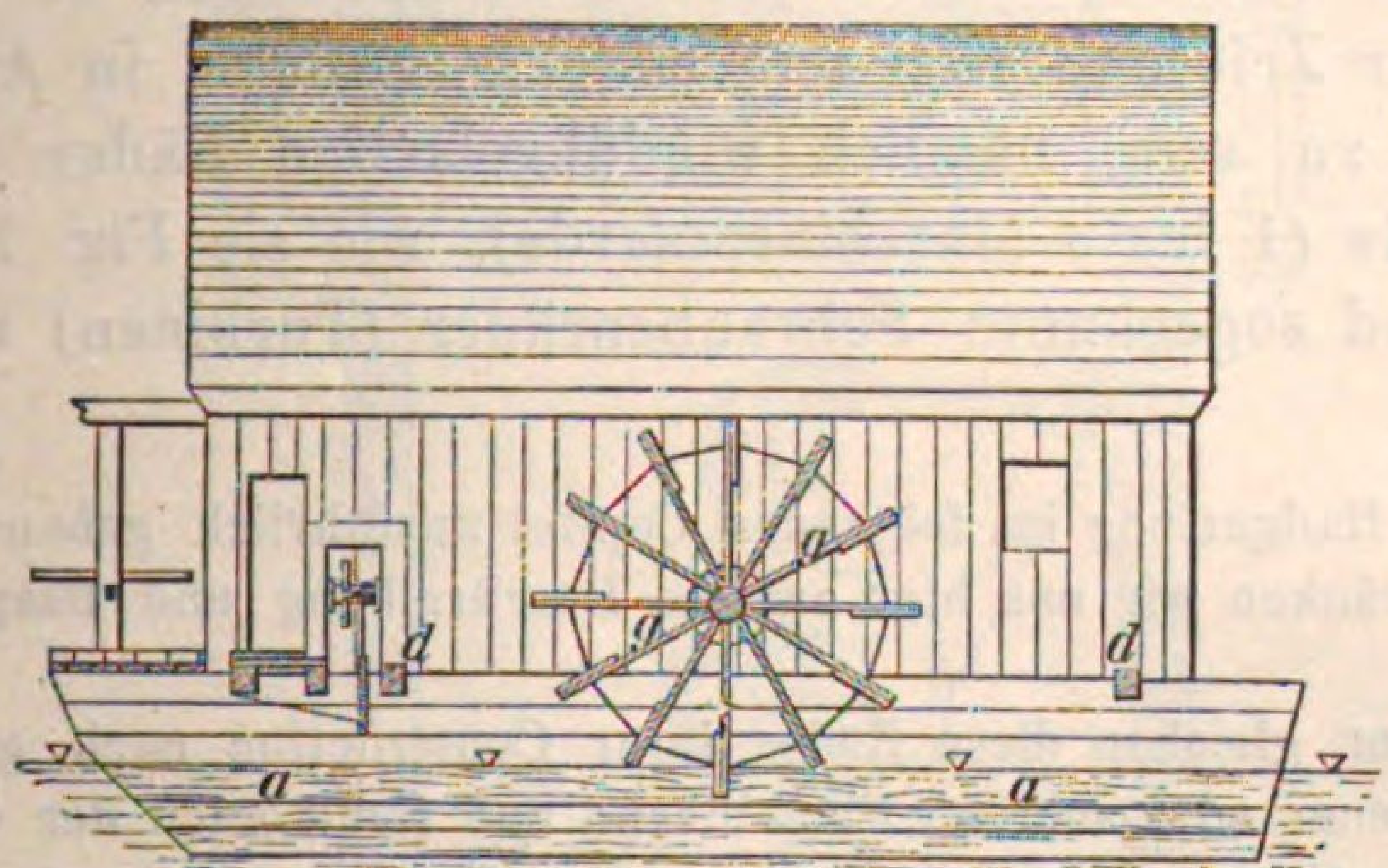
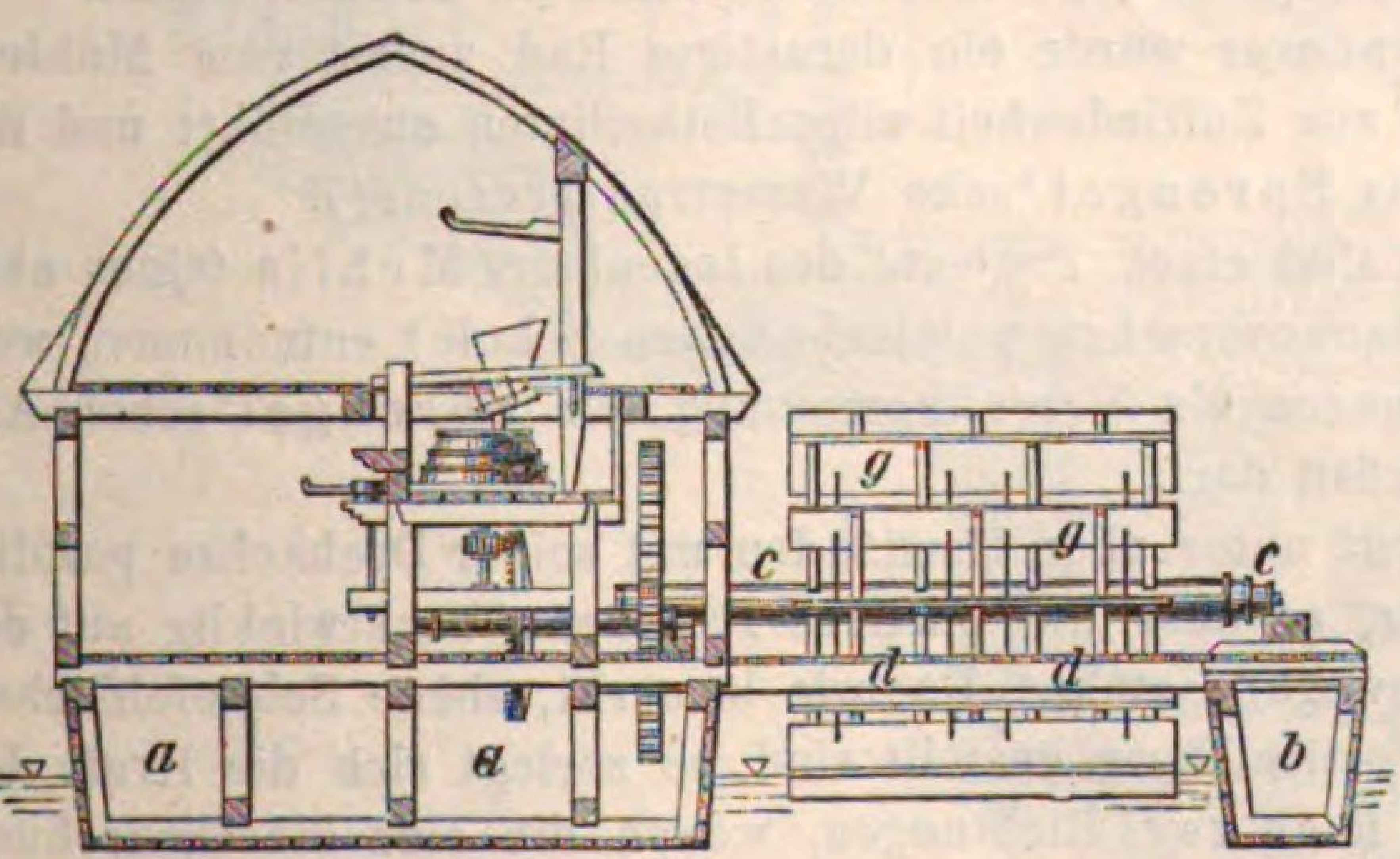


Fig. 209.



Das Wasserrad *g* ist ein sogenanntes Strauberad (S. 335), welches jedoch gar keine Kränze erhält, wobei vielmehr die Schaufeln bloss auf die Radarme genagelt und drei- bis viermal verriegelt werden.

Die Durchmesser solcher Räder variiren von 3 m,6 (12 Fuss) bis 6 m,3 (20 Fuss), bis allerhöchstens 7 m,6 (24 Fuss), bei einer Breite von beziehungsweise 2 m,5 (8 Fuss) bis 4 m,4 (14 Fuss); ja bis zu 5 m,6 (18 Fuss), während die Zahl der Schaufeln 10 bis 24, gewöhnlich 12 bis 18, ist. Letztere Zahl dürfte auch hier am besten so zu wählen sein, dass immer zwei bis drei Schaufeln gleichzeitig in's Wasser tauchen. Die Höhe der Schaufeln ($^1/_5$ bis $^1/_4$ vom Halbmesser des Rades) variirt von 0 m,63 (2 Fuss) bis 1 m,0 ($3^1/_2$ Fuss), wobei sie gewöhnlich mindestens zur Hälfte dieser Höhe eintauchen [1]).

1) Wie verhältnissmässig gering die mechanische Arbeit $= \mathfrak{A}$ ist, welche diese Schiffmühlenräder von der Wirkung des strömenden Wassers übertragen, lassen nachstehende Berechnungen erkennen, wozu die ältere Formel von Poncelet:

$$\mathfrak{A} = 81{,}56\, F V (V - v)\, v$$

(für Metermaass), sowie eine neuere von Steichen (a. a. O.):

$$\mathfrak{A} = 101{,}95\, F V \left[V \cos.\left(\frac{360}{i}\right) - v \right] v \cos.\left(\frac{360}{i}\right)$$

benutzt wurde. In beiden Formeln bezeichnet F die eingetauchte Fläche einer Schaufel in Quadratmetern und in letzterer i die Anzahl der Schaufeln, womit das Rad ausgerüstet ist. Für das beste Verhältniss, $\frac{v}{V} = 0{,}4$, $F = 2$ Q.-m, erhält man aus Poncelet's Formel, wenn:

§. 68.

Von den mancherlei Projecten, die gewöhnlichen Strauberäder (Schiffmühlenräder), welche vom unbegrenzten fliessenden Wasser umgetrieben werden, durch andere Anordnungen zu ersetzen, scheinen zur Zeit nur zwei mit einigem Erfolge in Ausführung gekommen zu sein, nämlich windflügelartige Räder für kleine Betriebskräfte (1 bis 3 Maschinenpferde), wie sie Fig. 210 und 211 zeigen, und sogenannte Schraubenräder (Turbinen) mit horizontaler Achse.

Da von letzterer Radgattung im folgenden Capitel ausführlich gehandelt werden wird, so beschränken wir uns hier auf die Beschreibung und Besprechung der ersteren.

Wie schon erwähnt, gleichen diese Räder ihrer Construction nach ganz den Windrädern mit ebener oder schiefer Flügelfläche und somit auch der von S. 133 an besprochenen Gattung von Instrumenten zum Messen der Geschwindigkeit fliessenden Wassers, den sogenannten Woltmann'schen Flügeln.

Im Königreich Hannover wurde ein derartiges Rad zuerst vom Mühlenbaumeister Sprengel zur Zufriedenheit aller Betheiligten ausgeführt und daher dort gewöhnlich das Sprengel'sche Wasserrad genannt[1]).

Fig. 210 und 211 sind einem Projecte des Ingenieurs Mehlis (eines ehemaligen Zöglings der Hannoverschen polytechnischen Schule) entnommen, welches in einigen Beziehungen als Vervollkommnung der Sprengel'schen Anordnung betrachtet werden darf.

Das Wasserrad liegt unter allen Umständen mit seiner Drehachse parallel dem fliessenden Wasser, so dass die mittlere Radebene rechtwinklig auf der Richtung der Wasserbewegung steht. Da, wie bemerkt, ebene Schaufelflächen schief gegen letztere Verticalebene gestellt sind, so zerlegt sich die Kraft des ankommenden Wassers nach zwei Richtungen, wovon die eine die Umdrehung

$V = 1^{m},3$ ist: $\mathfrak{A} = 86^{mk},24$ oder $N_n = 1,15$ Maschinenpferde,

$V = 2^{m},0$ „ $\mathfrak{A} = 313^{mk},6$ „ $N_n = 4,18$ „

Ebenso giebt Steichen (rationellere Formel):

	$i = 12$	$i = 18$
$V = 1^{m},3$	$N_n = 1,05$	$N_n = 1,08$
$V = 2^{m},0$	$N_n = 3,80$	$N_n = 4,38$

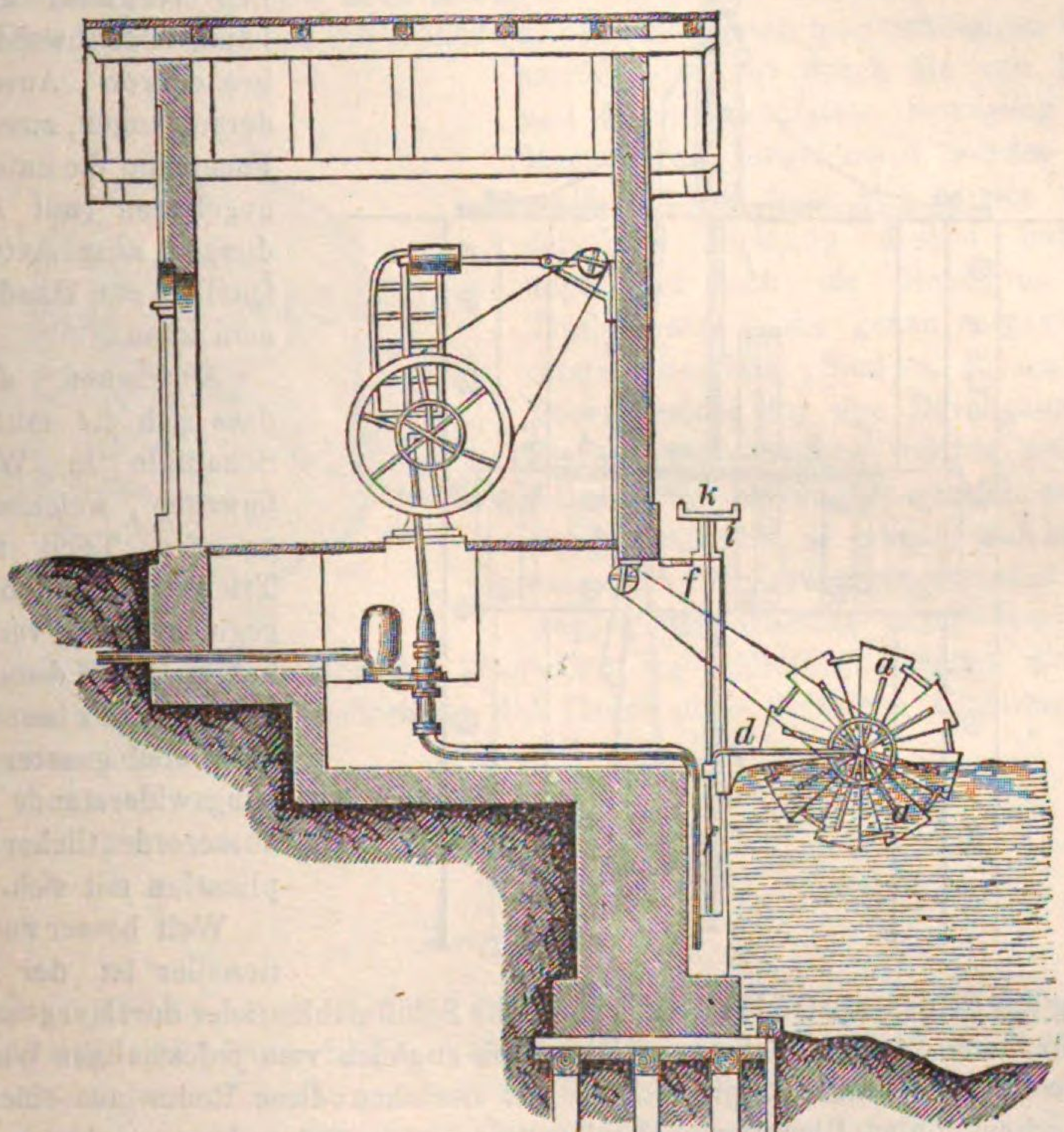
woraus zugleich wieder der bereits oben erörterte Vortheil eines Rades mit vielen Schaufeln erhellt.

1) Notizblatt des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 2, 1852 bis 1853, S. 190. Der betreffende Aufsatz enthält auch die Resultate dynamometrischer Messungen mit dem Sprengel'schen Rade, sowie genaue Abbildungen desselben.

des Rades veranlasst, die andere auf Zapfenreibung in der Achsenrichtung der Welle *b* wirkt.

Die Lager *cc* der letzteren befinden sich am äussersten Ende einer Wandconsole *d*, die in vertical gerichteten Nuthen *ee* auf- und abgeschoben werden

Fig. 210.



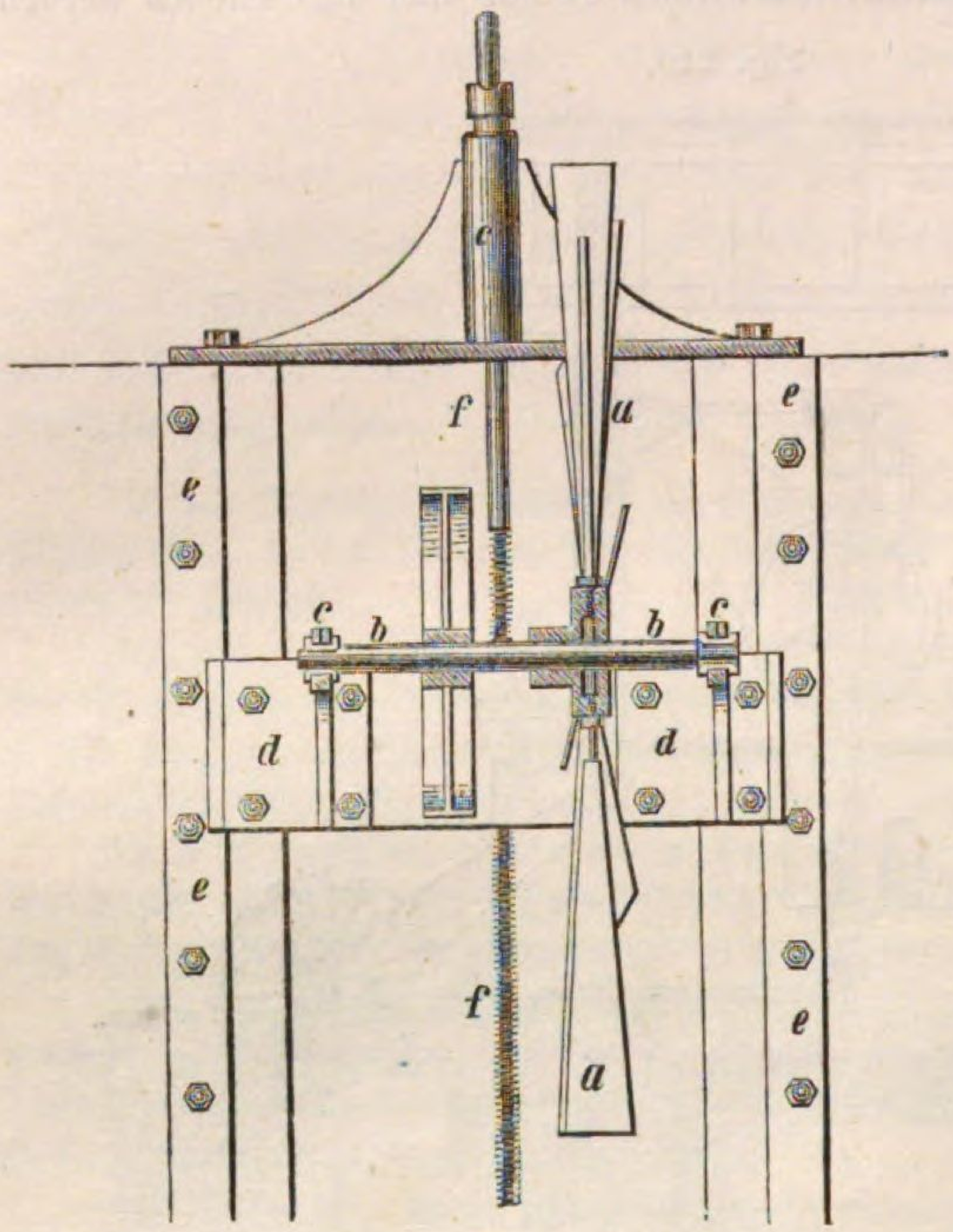
kann, wozu eine Schraube *f* vorhanden ist, deren Mutter im Körper von *d* liegt. Während das obere Ende der Schraubenspindel durch eine Hülse *i* geht, die zugleich ihre fortschreitende Bewegung hindert, kann ihre Drehung mittelst eines Handrades *k*, damit das Höher- oder Tieferstellen des Lagerkörpers *d* und des Wasserrades ohne Weiteres bewirkt werden.

In Fig. 210 hat überdies der Constructeur das Wasserrad *a* zum Betriebe einer kleinen Eisenbahn-Wasserstationspumpe entworfen, welche Notiz zugleich hinreichen wird, sich die nicht besprochenen Theile der Abbildung von selbst zu erklären.

Zusatz. Am allermeisten hat man statt des gewöhnlichen Schiffmühlenrades eine Kette ohne Ende vorgeschlagen, an welcher die ebenen Wasserradschaufeln unter einander und so befestigt sind, dass sie rechtwinklig zum Wasserspiegel stehen und sich vorwärts bewegen, wenn ihre Fläche mehr oder weniger normal vom Wasserstrome getroffen wird.

Wie hierdurch zwei in gehöriger Entfernung von einander befindliche Räder, über welche die endlose Kette geschlagen ist, in Umdrehung gesetzt[1]) und somit die dem Wasser innewohnende mechanische Arbeit nützlich verwandt werden kann, bedarf wohl nicht besonderer Auseinandersetzungen, zumal der Fachmann die unten angegebenen (mit Abbildungen ausgestatteten) Quellen zur Hand nehmen kann.

Fig. 211.



Abgesehen davon, dass sich die mittleren Schaufeln in Wasser bewegen, welches den grössten Theil seiner Triebkraft schon abgegeben oder verloren hat, so führt diese Anordnung ganz besonders das Uebel grosser Reibungswiderstände und ausserordentlicher Complication mit sich.

Weit besser und rationeller ist der Vorschlag des Professors Colladon in Genf, die Schiffmühlenräder durch sogenannte schwimmende Wasserräder zu ersetzen, die zugleich vom jedesmaligen Wasserstande im Flusse unabhängig sind[2]). Es bestehen diese Räder aus einer cylindrischen hohlen Blechtrommel mit aussen angesetzten langen, ebenen oder schraubenförmig gewundenen Schaufeln, welche Trommel auf der Wasseroberfläche (mit der Längenachse parallel dem Stromstriche) so schwimmt, dass sie noch nicht bis zur Hälfte eintaucht. Die zur Uebertragung der Bewegung dienenden Theile sind so angeordnet, dass die getriebene Welle von den Lagenveränderungen des schwimmenden Rades völlig unabhängig ist, wozu man die Welle der Schaufeltrommel auf zwei einarmige Hebel gelagert hat, die mit

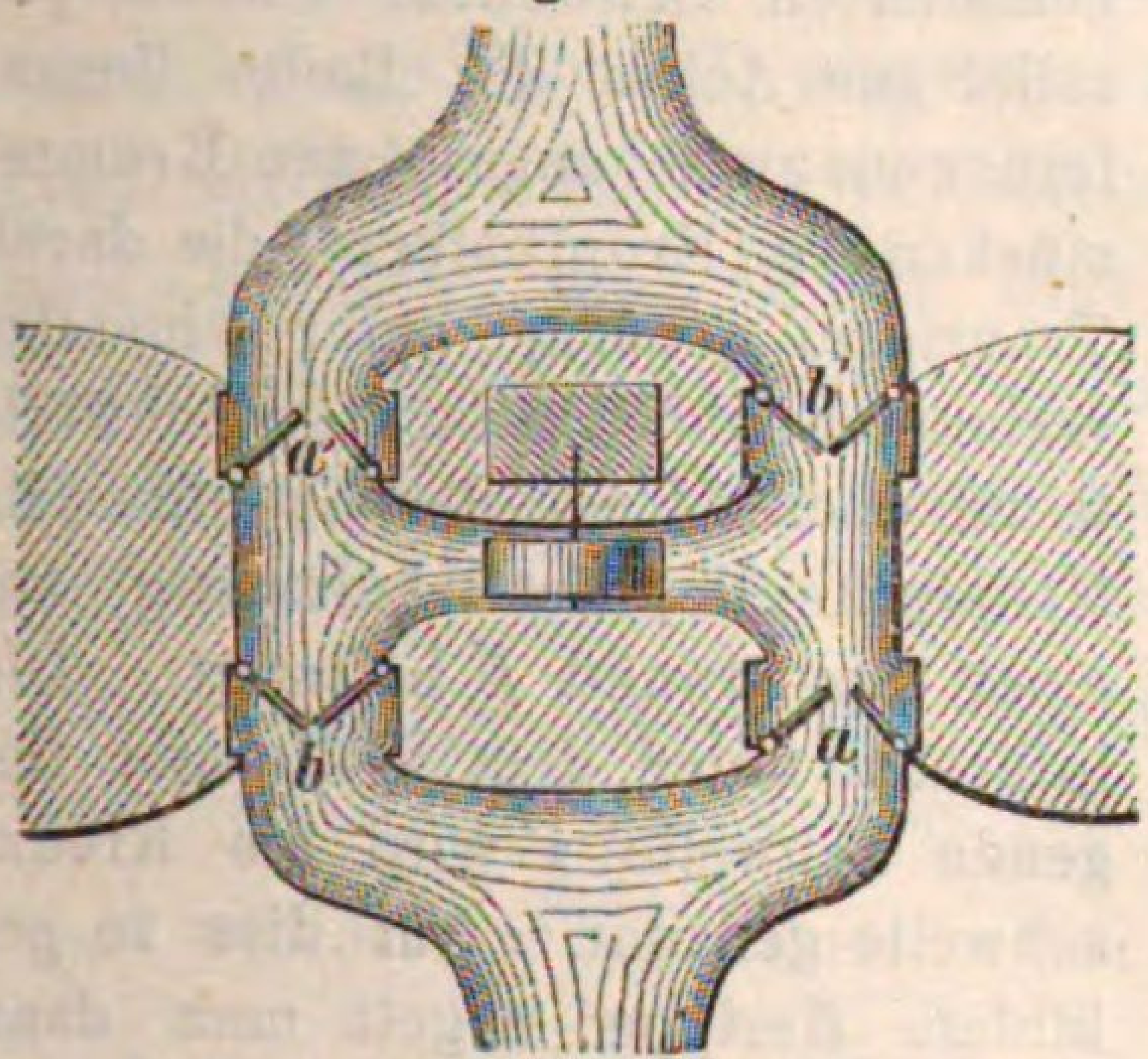
1) Champion's (Ingenieur und Geograph zu Leipzig) Kettenwerk zur Vervielfältigung der Schaufeln der Schiffmühlenräder, beschrieben und abgebildet in Eschenbach's Kunstmagazin der Mechanik und technischen Chemie, Leipzig 1807, Bd. 2, Heft 7. — Roman et Léon, Machine hydraulique dite chaines à aubes sans fin, Lyon 1855.

2) Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1857, S. 103. Nach dem Génie industriel, October 1856, P. 187.

dem Wasserspiegel fallen oder steigen können, während ein an ihrer Achse befestigtes Zahnrad entweder direct, oder durch ein Zwischenrad mit einem Zahnrade im Eingriffe steht, dessen Drehachse seinen Ort nicht verändert, welches aber zugleich den Stützpunkt (Drehpunkt) des bemerkten einarmigen Hebels bildet.

Schliesslich folgt hier noch in Fig. 212 eine Grundrissskizze, welche dazu dienen wird, in Bezug auf die früher (S. 321) erwähnten unterschlägigen Wasserräder, welche durch die von Ebbe und Fluth veranlasste Bewegung des Meerwassers umgetrieben werden, zu erklären, wie diese sich immer nach derselben Richtung drehen können, ungeachtet sich die Bewegung des Triebwassers in die genau entgegengesetzte umändert. Sind z. B. *aa'* die Thore, welche für den Durchgang des Fluthwassers geöffnet werden müssen, während die beiden anderen Thore *bb'* geschlossen sind, so erkennt man leicht, dass bei der entgegengesetzten Bewegung des Wassers (nach dem Eintritte der Fluth) nur einfach die Thore *aa'* zu schliessen, dagegen die *bb'* zu öffnen sind, um die Umdrehung des Rades nach derselben Richtung geschehen zu lassen[1]).

Fig. 212.



§. 69.

Kropfräder.

Kropfräder mit Durchlassschützen. — Die einfachste Gattung aller Kropfräder ist Fig. 213 abgebildet, wobei der Wassereinlauf mittelst eines sogenannten Durchlassschützen *l* regulirt wird, während der Gerinnboden an dieser Stelle aus der geraden Richtung möglichst sanft und vortheilhaft in die gekrümmte Gestalt (am besten mittelst einer zwischengelegten Parabel) übergeführt wird.

Diese Räder eignen sich vorzüglich für Gefälle bis zu $1^{m},5$ und für Wassermengen, welche 2 Cubikmeter pro Secunde nicht überschreiten. Bei richtiger Berechnung, Construction und guter Ausführung lässt sich, je nach dem Gefälle, mit denselben ein Wirkungsgrad von 0,45 bis 0,50 erreichen.

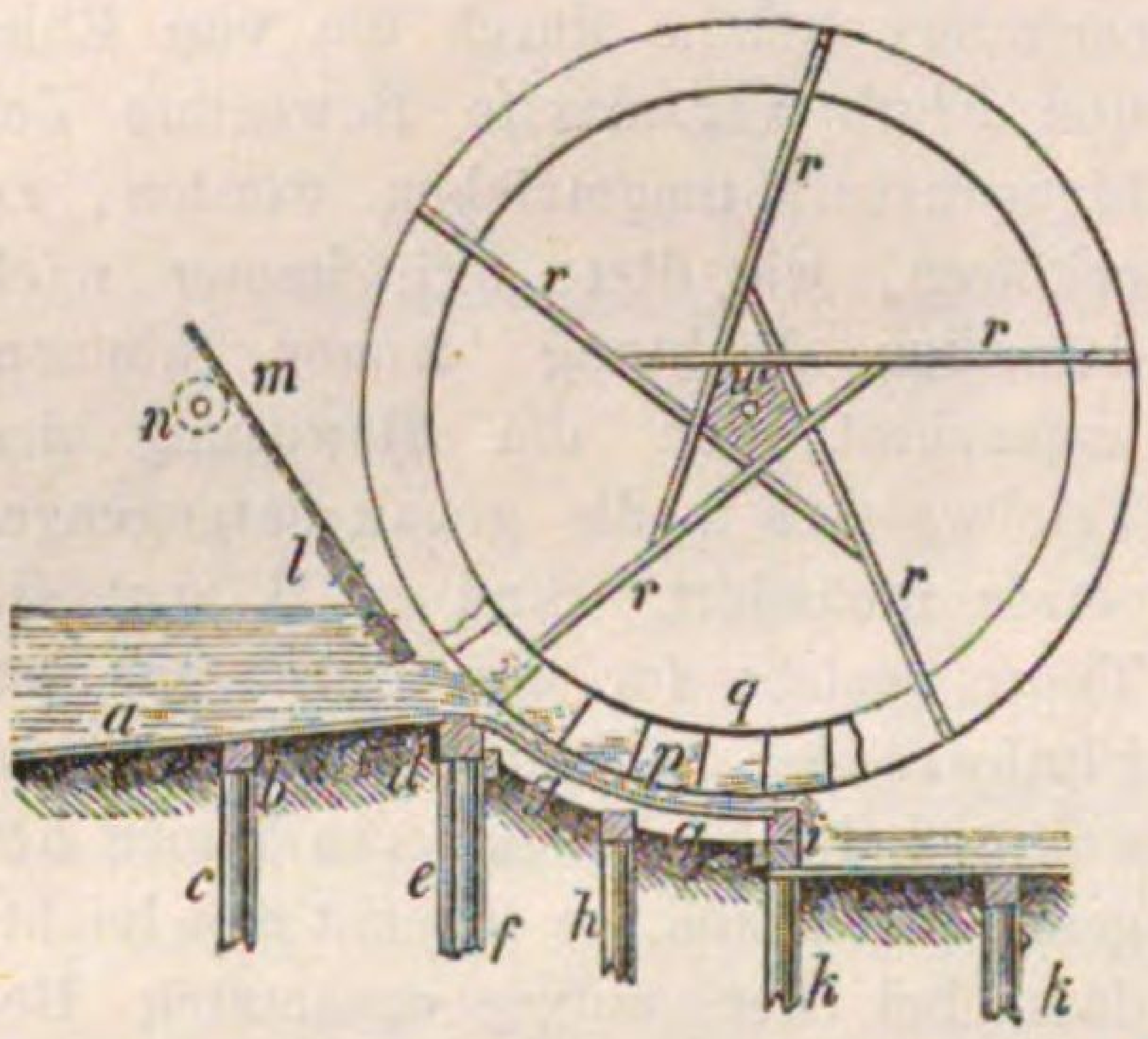
Da ihre richtige Anordnung immer nur für eine bestimmte Wassermenge getroffen werden kann, so passen sie weniger für sehr veränderliches Aufschlagwasser, obwohl man auch hier als Ausnahmefälle solche unterscheiden muss,

1) Ausführliche Beschreibungen und Abbildungen verschiedener von Ebbe und Fluth bewegter Wasserradanordnungen findet man in Bélidor's Arch. hydraul. (edit. Navier), §. 670, sowie auch in Schwahn's Lehrbuch der praktischen Mühlenbaukunde, 2. Abtheil., §. 109.

wo man sich Nutzeffecte von 40 Proc. gefallen lässt, sobald man nur ein schnell umlaufendes Rad erhält, womit man kostspielige Transmissionen vermeiden kann.

Ist der Mantel oder Kropf dieser Räder (was der Wohlfeilheit wegen gewöhnlich geschieht), wie Fig. 213, aus Holz gebildet, so besteht derselbe hauptsächlich aus mehreren in Seitenstielen *e*, *h* etc. befestigten oder eingemauerten Schwellen, welche parallel zur Achse des Rades liegen, ferner aus zwischengesetzten Krummstücken *gg* (Kropfbalken), die durch Tragriegel gehörig unter einander verbunden sind. Die stärkste Schwelle *d* am oberen Ende des Kropfes (die Kropfschwelle) ist holmartig auf einer Spundwand *f* befestigt. Die lothrecht unter dem Wellmittel liegende Schwelle *i* wird die Kreuzschwelle genannt. Auf dies so gebildete Gerippe nagelt man dann einen Bohlenbelag, der eine zusammenhängende, dritte cylindrische Fläche bildet. Seitwärts wird der Kropf mit entsprechender Bretterverkleidung versehen, so dass das Rad in einer hohlen Rinne mit gehörigen verticalen Wänden läuft. Zur Erreichung eines möglichst vortheilhaften Einlaufes wird der Schütze *l'* schräg gestellt und so nahe an das Rad gerückt, als es dessen verlangte Umfangsgeschwindigkeit (etwa 2 Meter pro Secunde) erfordert. Grundschwellen *b* und Grundpfähle *c*, worauf das Wasserzuführgerinne *a* ruht, sowie die Grundpfähle *kk* des Abflussgerinnes bedürfen hier nach dem, was über das Grundwerk der rein unterschlägigen Räder in geradem Gerinne (S. 333) erörtert wurde, keiner besonderen Erklärung.

Fig. 213.



Gewöhnlich neigt man auch hier die Schaufeln *p* etwas nach vorn (d. h. macht sie nicht radial), damit sie, zur Hälfte aus dem Hinterwasser gezogen, auf demselben rechtwinklig stehen. Sogenannte Sackschaufeln (wie Fig. 222) sind hier nicht nur unnütz, sondern sogar nachtheilig, weil durch dieselben an der Druckwirkung des Wassers verloren geht und nur an Stoss gewonnen wird, der, wie bereits früher erörtert, bei Weitem unvortheilhafter für den Nutzeffect des Rades, wie der Druck ist. Um den Wasserverlust im Spielraume zwischen Rad und Kropf möglichst herabzuziehen, muss man diesen so klein machen, als es namentlich (im Winter) Eisbildungen zulassen, darf man ferner das Rad nicht zu langsam laufen lassen, den Radkranz nicht zu schmal und den Durchmesser des Rades nicht zu gross nehmen.

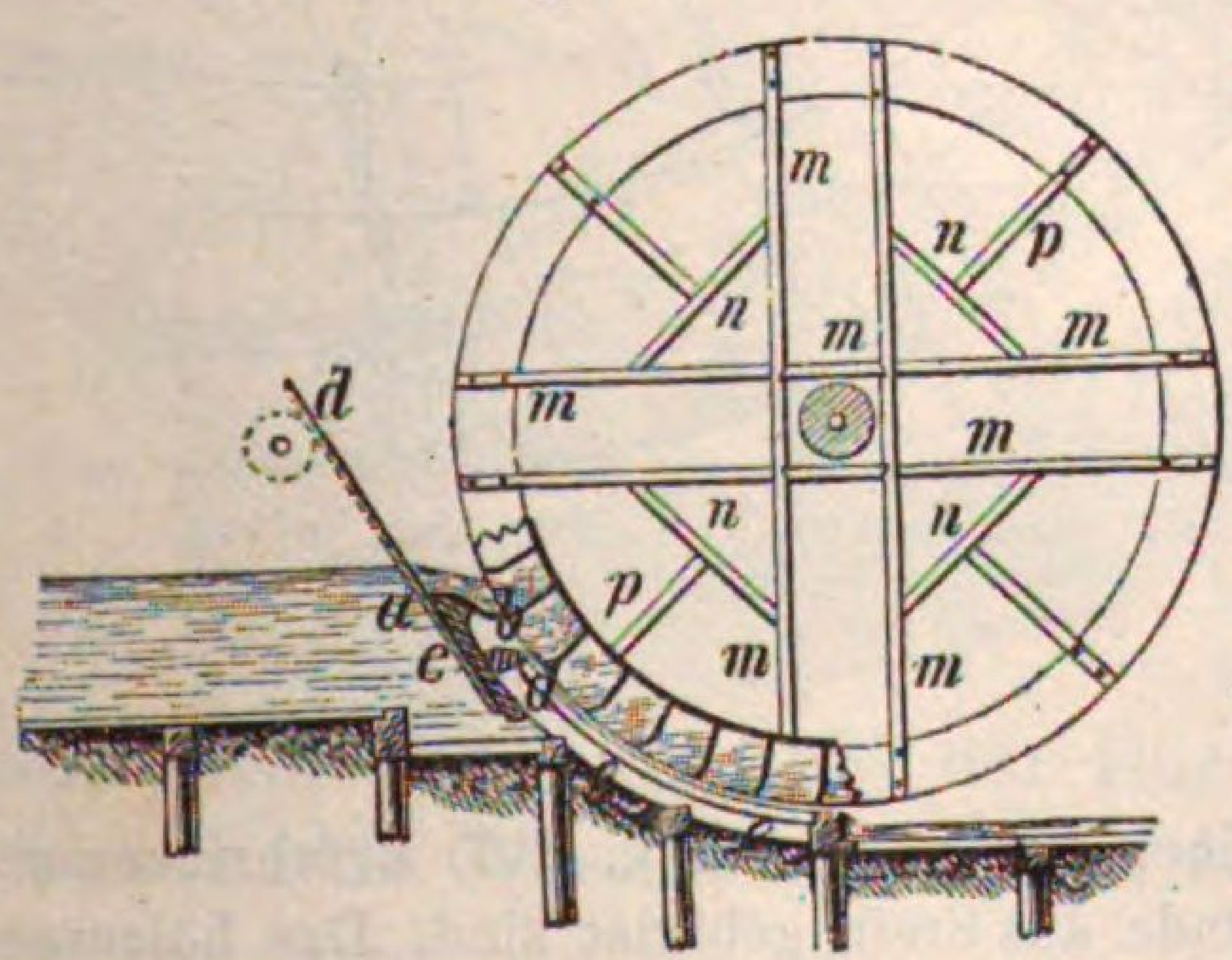
Schliesslich möchte noch auf die zweckmässige Verbindung der Arme *r* des Wasserrades mit dessen Welle aufmerksam zu machen sein, die in einiger Hinsicht den Durchsteckarmen (Fig. 204 und 207) vorzuziehen ist.

§. 70.

Kropfrad mit Ueberfalleinlauf. — Will man das Wasser möglichst langsam, überhaupt recht vortheilhaft in das Rad treten lassen, so muss man einen sogenannten beweglichen Ueberfallschützen *ab* (Fig. 214) in Anwendung bringen, wobei das Wasser nicht unter, sondern über einer schnabelförmigen, gehörig (nach einer Parabel) abgerundeten und verlängerten Fläche in das Rad strömt, dasselbe verhältnissmässig mit geringer Geschwindigkeit erreicht und daher fast allein durch Druck wirkt. Hierin liegt die Hauptursache, weshalb das Güteverhältniss eines mit solchem Einlauf und ausserdem richtig bemessenen Rades auf 0,65 bis 0,70 gebracht werden kann.

Am besten eignet sich das Ueberfallrad für Gefälle von $1\frac{1}{2}$ bis $2\frac{1}{2}$ Meter und für Wassermengen von 0,3 Cubikmeter bis $2\frac{1}{2}$ Cubikmeter. Für höhere Gefälle lassen sich wohlfeilere Räder von gleich gutem Effecte herstellen, und bei grösseren Wassermengen wird das Rad zu breit (und somit schwer und ebenfalls theuer), weil die Dicke des über den Schützen in das Rad strömenden Wasserkörpers nicht bedeutend sein darf, wenn ein Theil der oben erwähnten Vortheile nicht wieder verloren gehen soll.

Fig. 214.



Will man das Güteverhältniss dieser Räder möglichst steigern, so darf man (nächst richtig angeordnetem Einlaufe) vor Allem die Schaufeltheilung nicht zu gross nehmen, muss man die Radbreite richtig abmessen und die Schaufeln nicht bloss das Unterwasser berühren, sondern dieselben in solches tauchen lassen [1]).

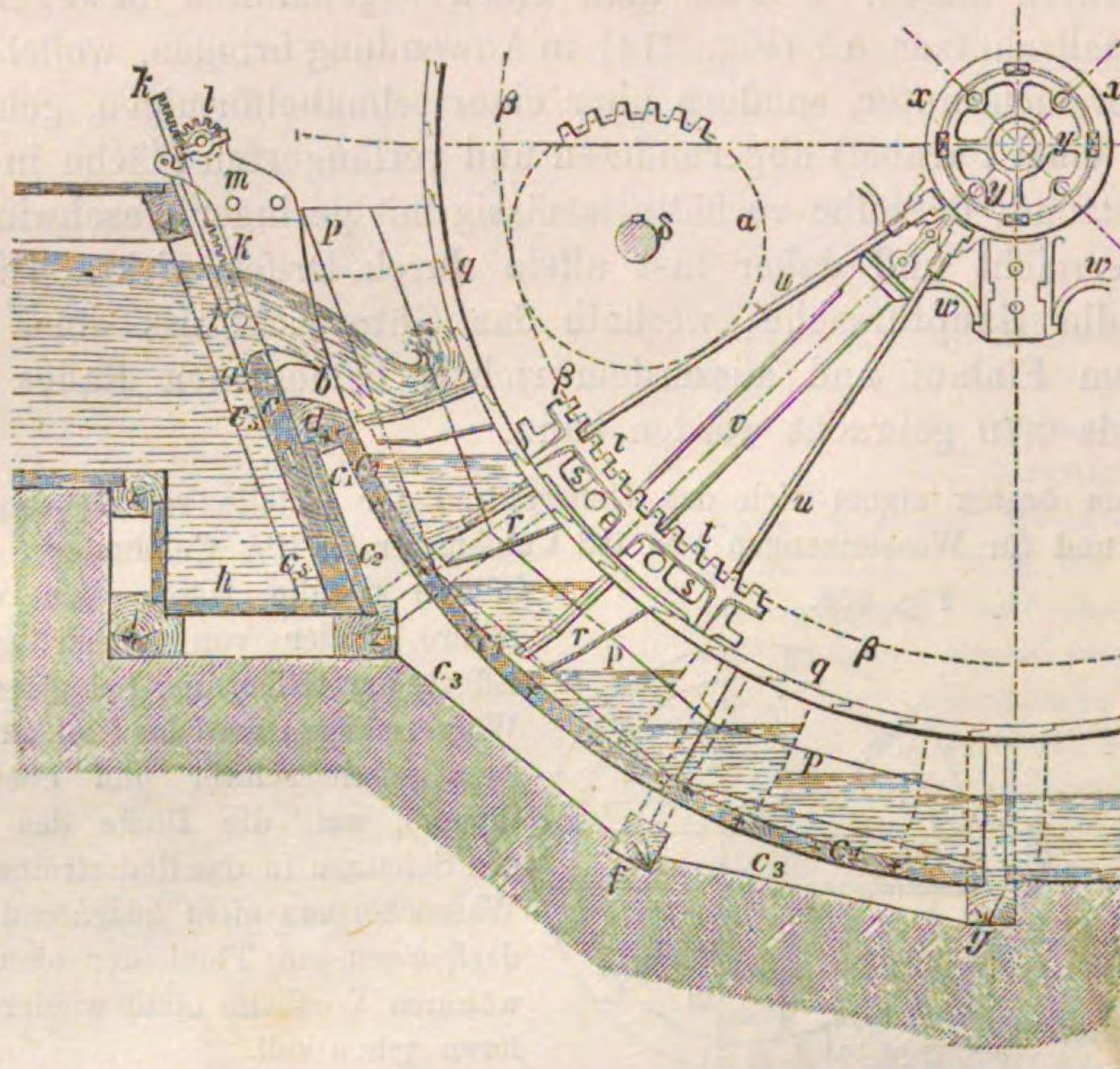
1) Der Halbmesser $= R$ der Kropfräder mit Ueberfalleinlauf wird (nach Redtenbacher) am besten 1,25 H bis 1,5 H genommen, die Umfangsgeschwindigkeit $v = 1^m,4$. Bezeichnet ferner a die Tiefe, b die Breite der Räder, Q die Aufschlag-Wassermenge pro Secunde, e die Theilung und i die Anzahl der Schaufeln, so hat man, wenn der Füllungscoefficient $= 2$ genommen wird:

$$abv = 2\,Q \text{ und } \frac{b}{a} = 1{,}75 \sqrt[3]{N_a},$$

wo N_a die Anzahl der Pferdekräfte bezeichnet, welche der natürlich vorhandenen Wasserkraft innewohnen. Ferner erhält man: $i = \frac{2\,R\pi}{0{,}2 + 0{,}7\,a}$, wenn $e = 0{,}2 + 0{,}7 \cdot a$ angenommen wurde.

Zur genaueren Kenntniss der neueren grösseren Wasserräder mit Ueberfallschützen beschreiben wir noch die im grösseren Maassstabe (1/50 der Wirklichkeit) gezeichnete Fig. 215, welche nach einem Redtenbacher'schen Entwurfe skizzirt wurde. Der hölzerne Kropf *gfdc* bis incl. c_4 mit den verticalen

Fig. 215.



Seitenwänden *pp* gleicht im Allgemeinen den vorher (Fig. 214) beschriebenen, nur dass hier Unterbau und Seitenwände aus Stein gebildet sind. Das hölzerne Schutzbrett *c* trägt oberhalb die gegossene schnabelförmige Einlauffläche *ab*, bewegt sich seitlich in den Nuthen gusseiserner Wandschilder und wird mittelst Zahnstange *k* und Radgetriebe *l* aufgezogen, wozu *m* ein gehöriges Stütz- und Führungslager bildet. Das als Beispiel gewählte, aus Holz und Eisen construirte Rad von 6 Meter Höhe und 3,6 Meter Breite wird durch drei Armsysteme (wovon in der Abbildung nur der Arm *v* eines dieser Systeme sichtbar ist) mit der Rosette *w* verbunden, die auf den Mantel *x* des Ringzapfenkörpers (der Zapfenhülse) *yx* festgekeilt ist, während letzterer unverrückbar auf der hölzernen Welle sitzt.

Zur Befestigung der Schaufeln hat man in jeden der aus zwei Lagen krummer Segmentstücken gebildeten Radkränze Stelzen (Arme) verzapft und gegen diese die Schaufelbretter genagelt. Die Holzkränze werden ausserhalb durch den Schaufelboden *q* gedeckt und damit zugleich die cylindrische Bodenfläche des Rades gebildet. Gegen einen der Radkränze hat man Zahnkranzsegmente *st* geschroben, die zusammen ein grosses ganzes Zahnrad β mit 168 Zähnen bilden, welches die Bewegung unmittelbar auf das Getriebe α (mit 42 Zähnen) überträgt, dessen Welle δ ausserhalb der Wasserradebene gelagert ist.

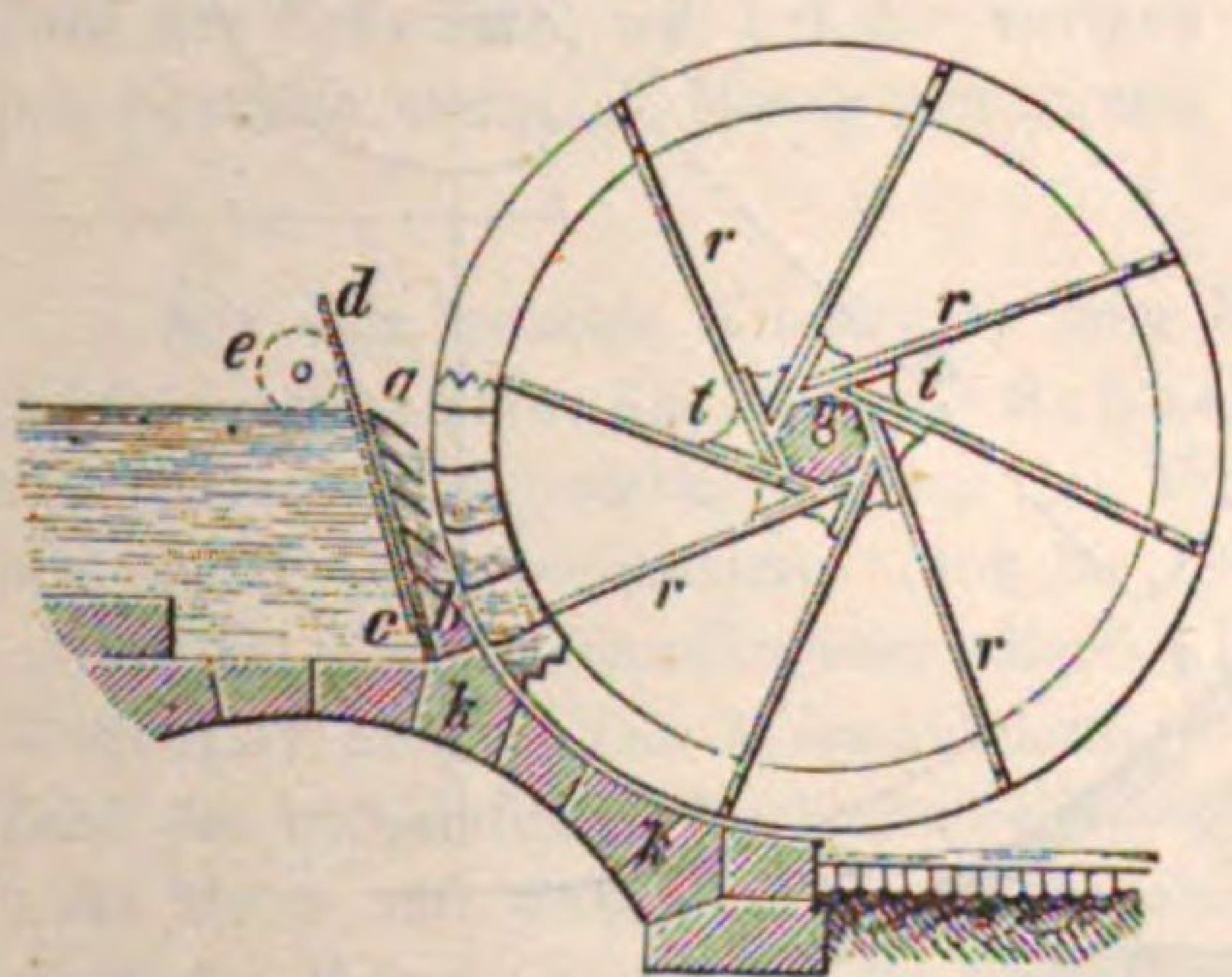
Zu bemerken ist überdies noch, dass der Zahnkranz *st* durch 16 schmiedeeisere Stangen *u* in entsprechend concentrischer Lage zur Radachse gehalten wird.

Dieses schöne Rad ist für ein Gefälle von 2,5 Meter bei 1,5 Cubikmeter Aufschlagwasser pro Secunde für eine Nutzarbeit von reichlich 32 Pferden construirt, wobei es pro Minute 4,77 Umläufe machen soll, während sich das Getriebe *α* in derselben Zeit 19 Mal umdreht. Das Totalgewicht des Rades berechnet sich zu 18800 Kilogr. (525 Kilogr. pro Pferdekraft) und die Gesammtkosten sind zu 4586 Gulden rheinl. (also zu 127 Gulden pro Pferdekraft) veranschlagt [1]).

§.71.

Kropfrad mit Coulisseneinlauf. — Hat man bei Gefällen von 2,5 bis 4,0 Meter mit sehr veränderlichem Aufschlagwasser zu kämpfen, so giebt es für die vortheilhafte Verwendung des Wassers (namentlich wenn dessen Menge innerhalb der Grenze von 1 bis 2 Cubikmeter pro Secunde liegt) keine bessere Gattung von Kropfrädern, als solche wie Fig. 216, bei welchen das Wasser mittelst der gekrümmten Leitschaufeln (gleichsam gebogene cylindrische Ansatzröhren *ab* zugeführt wird, wobei die Zahl der Durchflussöffnungen, je nach den zuströmenden Wassermengen, mit Hülfe des Schützens *cd* unter

Fig. 216.



1) Näheres hierüber in Redtenbacher's Theorie und Bau der Wasserräder, 2. Aufl., S. 200 etc.

Um hierbei zugleich ein anschauliches Bild von der Grösse der verschiedenen Effectverluste zu geben, welche gänzlich zu vermeiden bei den besten Rädern geradezu unmöglich ist, mögen hier noch die Zahlenwerthe der betreffenden (Redtenbacher'schen) Rechnungsresultate Platz finden.

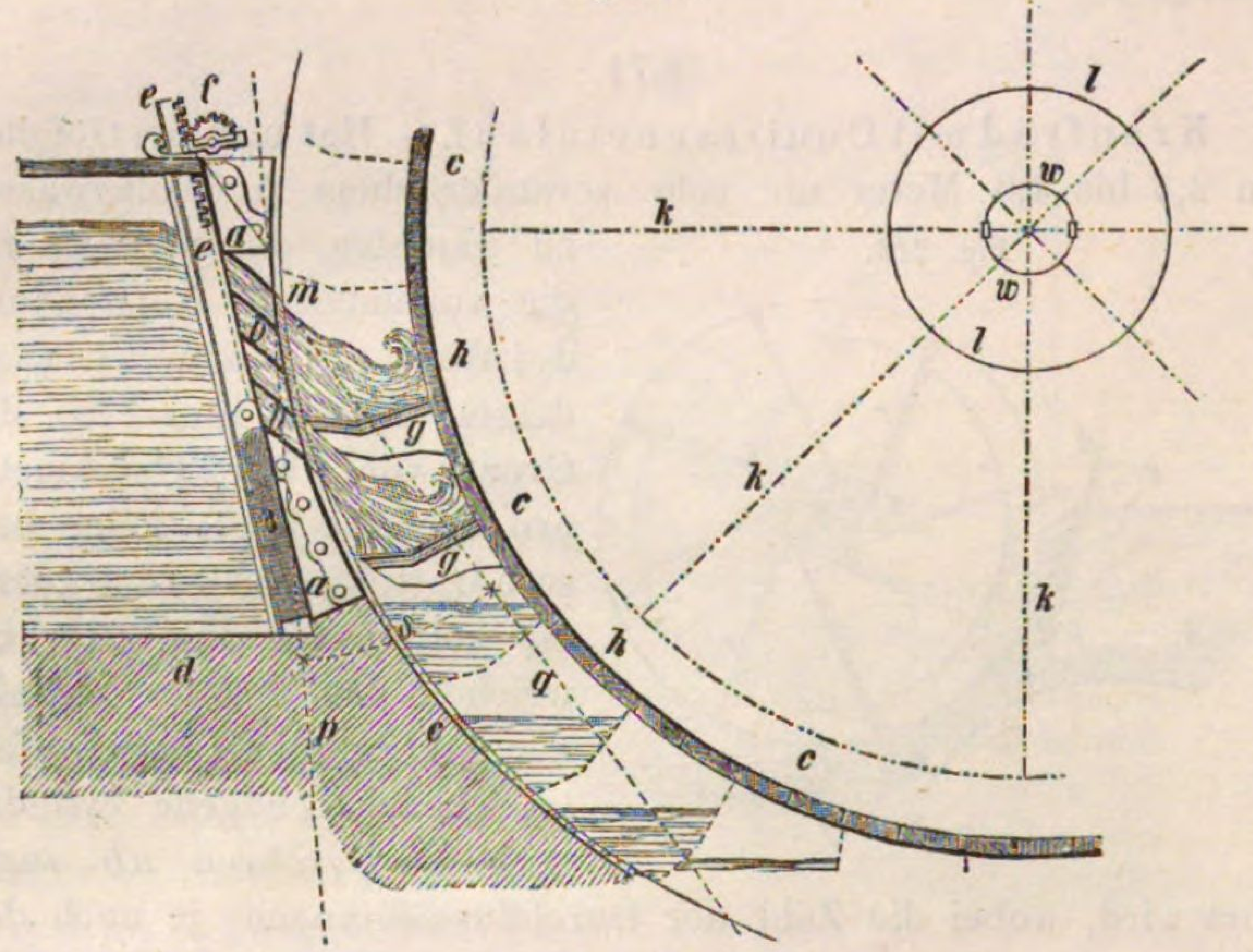
Die Totalarbeit der natürlich vorhandenen Wasserkraft = 1 gesetzt, erhält man für den Effectverlust, welcher entsteht:

beim Eintritte des Wassers	0,111
durch das Entweichen des Wassers im Kropfe . . .	0,082
beim Austritte des Wassers	0,011
wegen des Luftwiderstandes	0,002
wegen der Wasserreibung zwischen Rad und Gerinne	0,001
wegen der Zapfenreibung	0,007
Summe der Effectverluste	0,214

so dass sich das Güteverhältniss = 0,786 herausstellt.

fast gleich günstigen Umständen dargeboten werden kann. Uebrigens wirkt auch hier das Wasser beim Eintritte durch Stoss, nachher aber bis zum Ausgusse durch Druck, wobei gleichfalls die Erfahrung gelehrt und die Theorie bestätigt hat, dass es vortheilhaft ist, die schräg gestellten Schaufeln bis etwa zur Hälfte im Unterwasser waten zu lassen. Unter Berücksichtigung aller

Fig. 217.



für eine vortheilhafte Construction nothwendigen Bedingungen lässt sich der Wirkungsgrad dieser Räder auf 70 Proc. bringen [1]).

1) Dem Verfasser sind nur folgende zwei Fälle zuverlässiger Versuche mit Kropfrädern bekannt, welche beide mit Coulisseneinlauf versehen waren. Bei dem ersten Rade haben Weisbach und Zeuner die betreffenden Versuche angestellt, worüber ausführlich berichtet wird im Civil-Ingenieur, Bd. 2, S. 85, und Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1855, S. 833. Der Durchmesser des (zum Betriebe einer Brettschneidemühle dienenden) Rades betrug 5,66 Meter, seine lichte Weite 0,85 Meter, die Anzahl der vorhandenen Sackschaufeln aus Eisenblech 48. Bei einem Gefälle von 3,613 Meter und 0,395 Cubikmeter Aufschlagwasser pro Secunde gab dies Rad im Maximum 65 Proc. Nutzeffect, der für das Wasserrad allein noch höher ist, indem während der Versuche die Zahn- und Zapfenreibung des ersten Radvorgeleges überwunden werden musste. Das erste grosse Zahnrad von 432 Zähnen war unmittelbar am Wasserradkranze befestigt und griff in ein Getriebe von 71 Zähnen ein.

Die speciellere Anordnung der Coulissen und des zugehörigen Schützens lässt die in $^1/_{30}$ wahrer Grösse gezeichnete Fig. 217 erkennen [1]).

Gerinne *d* und Kropfrad *c* (*k* Fig. 216) des Rades sind beide aus Mauerwerk, der Einlauf *ab* ist aus Eisen hergestellt [2]). Es besteht der Einlauf aus vertical gestellten gusseisernen Schildern *aa*, wovon zwei in die Seitenwände eingelassen, zwei andere, der grossen Breite des Rades wegen, dazwischen gestellt sind. Sämmtliche Schilde sind oben durch eine Traverse, unten durch eiserne Böden verbunden. In die dadurch gebildeten Fensteröffnungen sind die Leitflächen (Coulissen) *b* aus Eisenblech geschoben.

Da hier eine tangentiale Einführung des Wassers geradezu unmöglich ist, so hat man besonderes Augenmerk auf den Winkel *paq* ($=\delta$) zu richten, der übereinstimmend mit Theorie und Erfahrung, ungefähr 36 Grad genommen wird.

Der Raddurchmesser wird gewöhnlich gleich dem doppelten Gefälle, die Zahl der Schaufeln, wie bei der vorigen Gattung, die Umfangsgeschwindigkeit pro Secunde etwa 1,6 Meter genommen etc.

Mit dem zweiten Kropfrade, zum Betriebe der Brettschneidemühle Hohlfeld's in Schandau, hat Professor Schneider in Dresden höchst gründliche Leistungsversuche angestellt, worüber im Programme der k. polytechnischen Schule in Dresden (Unterrichtscursus 1859 bis 1860) ausführlich berichtet wird.

Der äussere Durchmesser dieses Rades betrug 5,76 Meter; seine lichte Weite 1,82 Meter. Der Wassereinlauf wurde durch Blechcoulissen gebildet, die Zahl der vorhandenen Blechschaufeln des Rades war 60. Bei einem Gefälle von 2,534 Meter und einer Aufschlagwassermenge von 0,9851 Cubikmeter pro Secunde ergab der Bremsversuch die Nutzarbeit zu 25,72 Maschinenpferdekräften, was einem Güteverhältnisse oder Wirkungsgrade von 0,77 entspricht.

Die Effectverluste in Theilen des absoluten Effectes berechneten sich dabei nach Redtenbacher's Vorschriften wie folgt:

Stossweiser Eintritt des Wassers	0,10814
Entweichen im Kropfe	0,00382
Austritt	0,05547
Wasserreibung	0,00303
Luftwiderstand	0,00827
Zapfenreibung	0,00899
Summe der Effectverluste . . .	0,18772

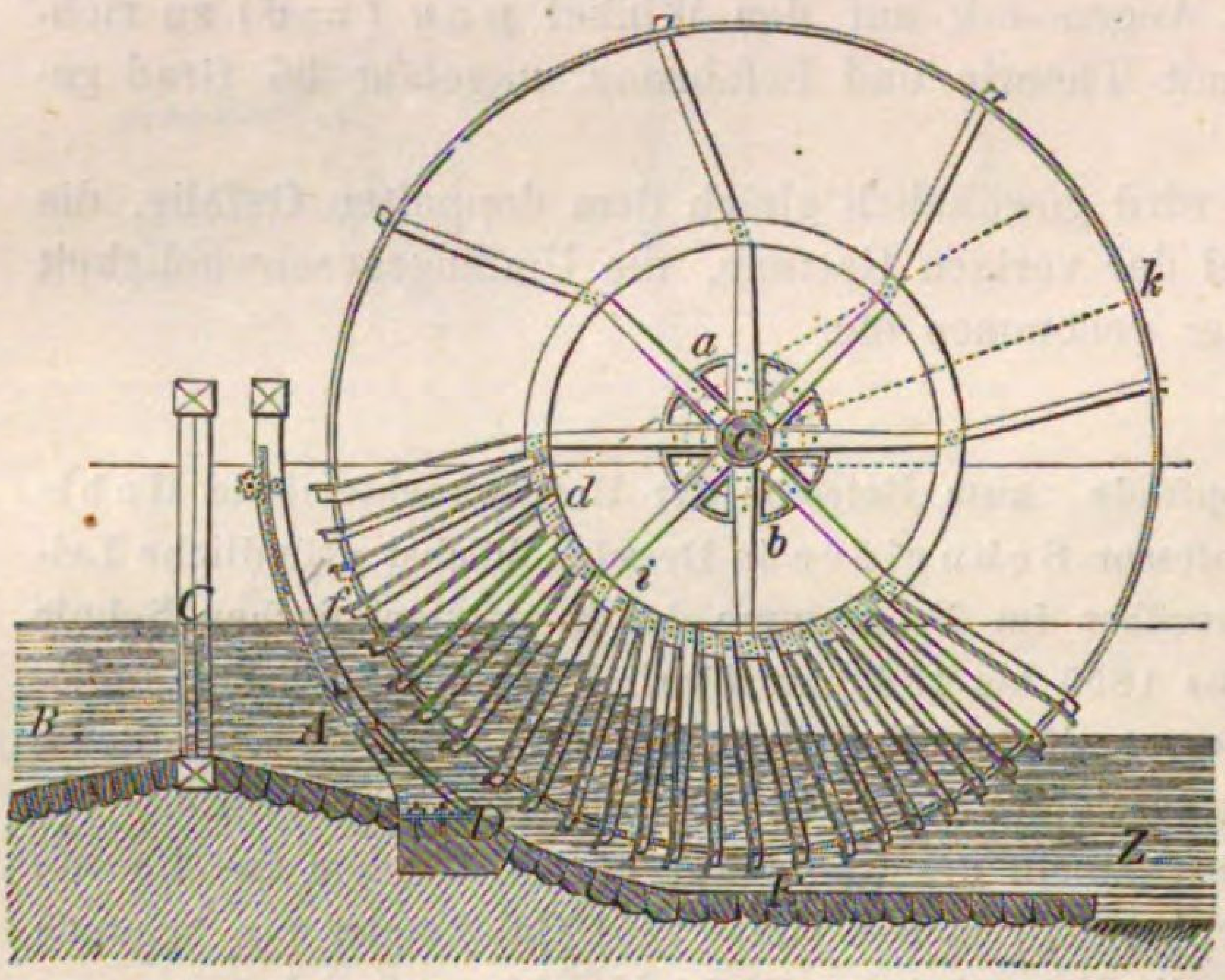
Daher das Güteverhältniss oder der Wirkungsgrad des Rades, auf dem Wege der Rechnung, 0,812, also eine hinlängliche Uebereinstimmung mit dem Bremsversuche.

1) Die Skizze ist einem vortrefflich construirten Rade des Redtenbacher-schen Werkes (Taf. VII bis XII) entnommen, welches dort mit allen für den Bau erforderlichen Details schön gezeichnet ist und dessen specielles Studium nicht genug empfohlen werden kann.

2) Bei Redtenbacher ist ausser Schaufeln *g* und Radboden *h* Alles, d. h. Welle *w*, Rosette *l*, Arm *k*, Kranz *c* etc. aus Eisen construirt, während in Fig. 216 eine empfehlenswerthe Anordnung hölzerner Arme *r* mit Rosette *t* auf der Holzwelle *w* skizzirt ist.

Zusatz 1. Das Sagebien'sche Kropfrad [1]). In neuerer Zeit (von 1858 an) hat kein verticales Wasserrad mehr von sich reden gemacht, als das für geringe Gefälle (von 0,25 Meter an) geeignete Kropfrad des französischen Ingenieurs Sagebien, dessen Anordnung Figur 218 erkennen lässt. Als besondere Eigenthümlichkeiten dieses Rades lassen sich folgende hervorheben: Grosser Durchmesser [2]) (von 6 bis 11 Meter), grosse Breite (1,2 bis 6,0 Meter), ungewöhnliche Schaufelhöhe (halber Radhalbmesser und mehr), grosse Schaufelzahl ($0^m,25$ bis $0^m,30$ Theilung), geringe secundliche Rad-Umfangsgeschwindigkeit (0,60 bis 0,80 Meter). Das Wasser wird in grosser

Fig. 218.



Strahlstärke aus dem Zuflussgraben B zum Rade geleitet und durch einen Ueberfallschützen A regulirt. Ein gewöhnlicher Schützen C dient noch dazu, das Wasser unter Umständen vom Rade völlig abschliessen und in ein Freigerinne leiten zu können. Um das Ueberfliessen des Wassers über die inneren Schaufelkanten di durch eine steilere Stellung der Schaufeln beim Eintritte des Wassers zu vermeiden, werden die Schaufeln nicht radial gerichtet, sondern tangential zu einem Kreise ab, der aus dem Radmittel c mit einem Halbmesser beschrieben ist und $^1/_8$ bis $^1/_5$ vom Radius ck des Rades beträgt. Ein höchst geringer Spielraum sowohl im Kropfe AD als auch unter dem Rade E hindert so viel als möglich das Wasser am Entweichen, ohne gegen die Schaufeln gewirkt zu haben, wobei überdies das im Rade nach dem Abflusscanale Z niedersinkende Wasser fast nur durch Druck wirksam ist. In den unten verzeichneten französischen Quellen wird das Güteverhältniss dieser Räder von 0,70 bis 0,94 oder der Nutzeffect zu 70 bis 94 Procent angegeben, während deutsche Beurtheiler 0,75 bis 0,83 als Maximum des Güteverhältnisses bezeichnen [3]). Ein unverkennbares Uebel der Sagebien'schen Räder ist ihr grosses Gewicht und die dadurch veranlasste grosse Zapfenreibung, sowie ihr hoher Anschaffungspreis, nicht zu gedenken, dass unter Umständen so grosse Zahnradübersetzungen zur Hervorbringung der erforderlichen Umdrehzahlen von Arbeitsmaschinen

1) Annales des Ponts et Chaussées, 1858 (Nr. 194), P. 129. Hieraus in Bornemann's Civil-Ingenieur, Bd. 5 (1859), S. 78.

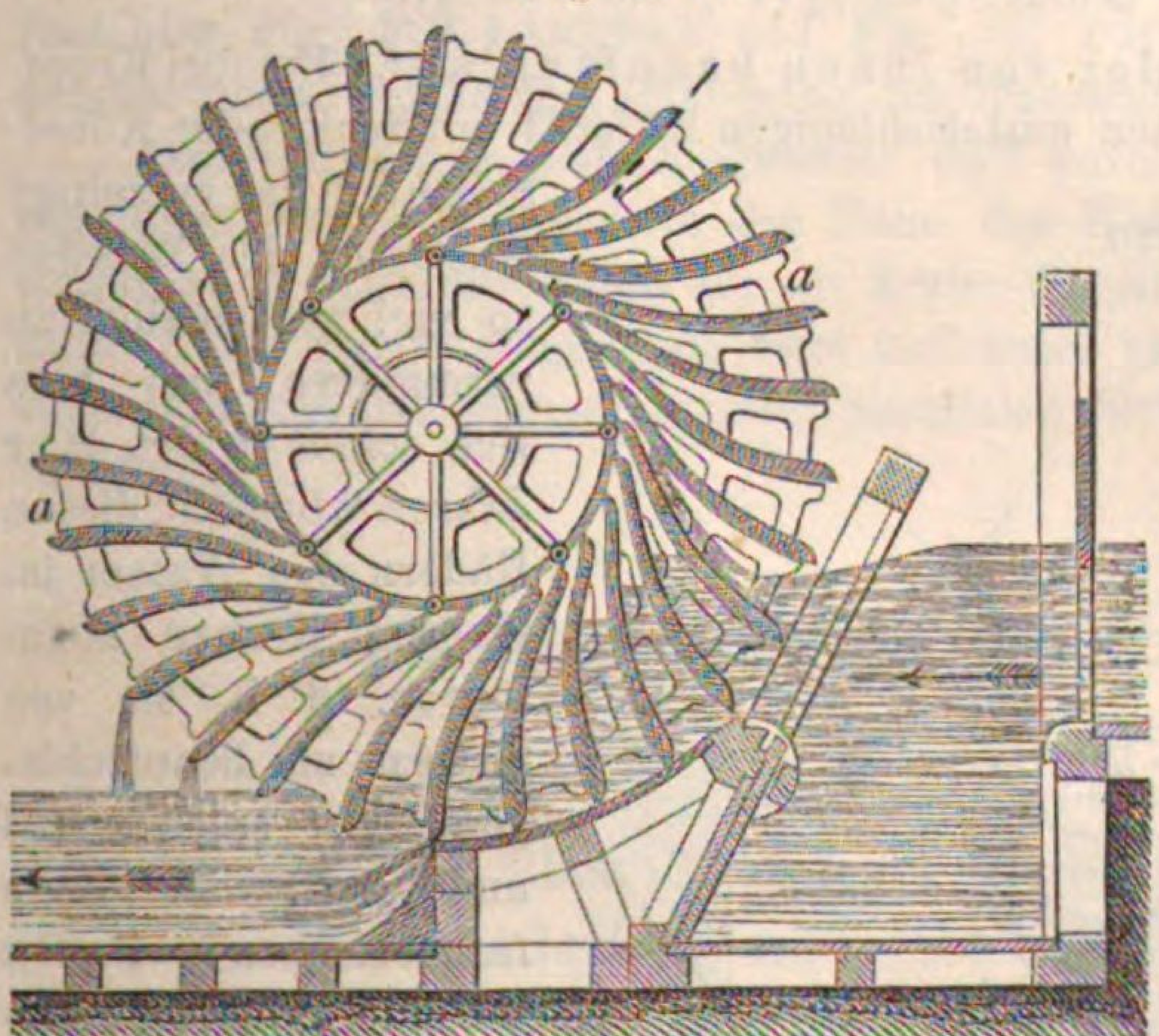
2) Tresca, im Bulletin de la societé d'encouragement, April 1870, P. 198.

3) Grove im Abschnitt „Wasserräder" S. 366 der Supplemente zu Prechtl's Technol. Encyklopädie und Bach in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XVII (1873), S. 214.

angeordnet werden müssen, dass dadurch der hohe Nutzeffect wieder in hohem Grade herabgezogen wird.

Der Ingenieur Zuppinger (jetzt in Ravensburg im Königreich Würtemberg) hat die Sagebien'schen Anordnungen dadurch zu verbessern sich bemüht, dass er ohne grosse Radhalbmesser durch gekrümmte Schaufeln mit radialen Enden *a* (Fig. 219) das Ueberschlagen des eintretenden Wassers verhindert und den Austritt des Wassers aus den Schaufelräumen in den Abflusscanal begünstigt. Ueberdies nimmt Zuppinger die Umfangsgeschwindigkeit seiner Räder auch grösser an als Sagebien, etwa zu 1 Meter pro Secunde, wodurch er eine Verminderung der Baukosten erzeugt und immer noch ein Güteverhältniss von 0,62 bis 0,65 erreicht.

Fig. 219.



Zuppinger's mit dem Namen „Niedergefälleräder" bezeichnete Wasserräder werden ausführlich besprochen in den Mittheilungen des Hannov. Gewerbevereins, Jahrgang 1867, S. 175 ff.

In Deutschland hat der Verfasser bis jetzt nur ein einziges nach Sagebien construirtes Wasserrad speciell kennen zu lernen und dessen Leistungen zu beurtheilen Gelegenheit gehabt. Es ist dies das vom Ingenieur und Maschinenfabrikbesitzer Herrn Moritz Jahr in Gera entworfene und ausgeführte Wasserrad zum Betriebe eines Pumpwerkes, was die Stadt Gera mit Trink- und Nutz-Wasser für öffentliche und häusliche Zwecke versieht. Der Elsterfluss bietet diesem Rade nicht mehr als 12 Zoll sächs. oder 0,284 Meter Gefälle bei einer zuströmenden Maximal-Wassermenge von 132 Cubikfuss oder 3 Cubikmeter pro Secunde, was also einer natürlich vorhandenen Arbeitsgrösse von $1000 \,.\, 0{,}284 \,.\, 3 = 852$ Meterkilogramm, oder von $\frac{852}{75} = 11{,}4$ Maschinenpferdekräften entspricht.

Der Durchmesser dieses Rades beträgt 6,15 Meter, seine Breite 6,0 Meter. Schaufeln sind 60 vorhanden und zwar von je 1,2 Meter Höhe. Ihr Neigungswinkel ist so gewählt, dass ihre Richtung mit dem Horizonte des Oberwasserspiegels (also Winkel *dfi*, Fig. 218) einen Winkel von 45 Grad bildet. Die Drehbewegung des Rades wird unter Einschaltung zweier Zahnradvorgelege auf die horizontal gelagerte Welle der Pumpenkrummzapfen so übergetragen, dass letztere Welle im Maximum 16 Umläufe pro Minute macht, wenn das Wasserrad $\frac{16}{9}$ Umläufe in derselben Zeit verrichtet.

Beim Maximum der Leistung fördert dies Werk in 24 Stunden 42000

Cubikfuss = 953,4 Cubikmeter Wasser in ein 160 Fuss = 45,28 Meter über dem Wasserspiegel des Elsterflusses liegendes Hochbassin. Dies entspricht 0,0098 Cubikmeter Wasser pro Secunde, so dass sich die correspondirende Nutzarbeit zu $1000 . 0{,}0098 . 45 = 441$ Meterkilogramm oder zu $\frac{441}{75} = 5{,}88$ Maschinenpferden herausstellt.

Hiernach ist das Güteverhältniss $= \mathfrak{g}_1$ von Wasserrad, Transmission und Pumpwerk, d. h. des ganzen Maschinenwerkes zusammen: $\mathfrak{g}_1 = \frac{588}{1140} = 0{,}51$. Das Güteverhältniss $= \mathfrak{g}$ des Wasserrades allein lässt sich (mit Weisbach, Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, §. 328, vierte Auflage) annäherungsweise $\mathfrak{g} = \frac{1}{2}(1 + \mathfrak{g}_1)$ setzen, so dass man erhält: $\mathfrak{g} = \frac{1}{2}(1 + 0{,}51) = 0{,}75$.

Zusatz 2. Kropfräder von innen beaufschlagt. Um bei Kropfrädern (namentlich sogenannten mittelschlägigen Rädern) mit Sack- oder Kübel-Schaufeln das zu zeitige Austreten des Wassers so viel wie möglich zu vermindern, hat man sich schon in den 20er Jahren [1]) bemüht, diesen Rädern das Wasser im inneren Kranze zuzuführen, d. h. sie von Innen zu beaufschlagen. Ein solches Rad und zwar das eines französischen Grafen Thiville wird im Bulletin de la societé d'encouragement vom Juli 1825, P. 207 besprochen [2]). Egen beschreibt ein gleiches Rad in seiner Schrift „Untersuchungen über den Effect einiger Wasserwerke etc.," Berlin 1831, S. 216, welches auf der Saline Neuwerk bei Werl erbaut wurde, jedoch den gehegten Erwartungen nicht entsprach. Sehr

Fig. 220.

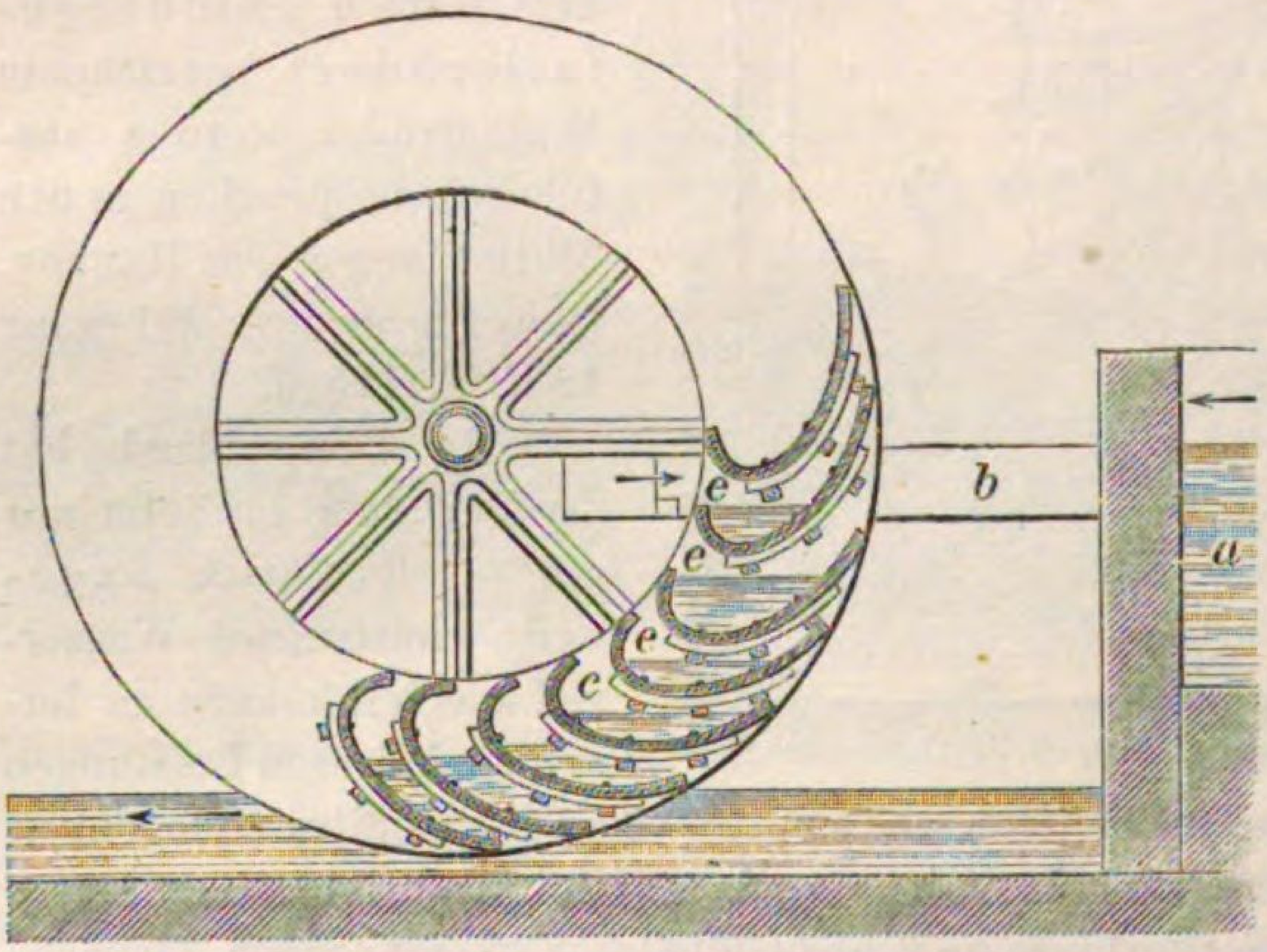
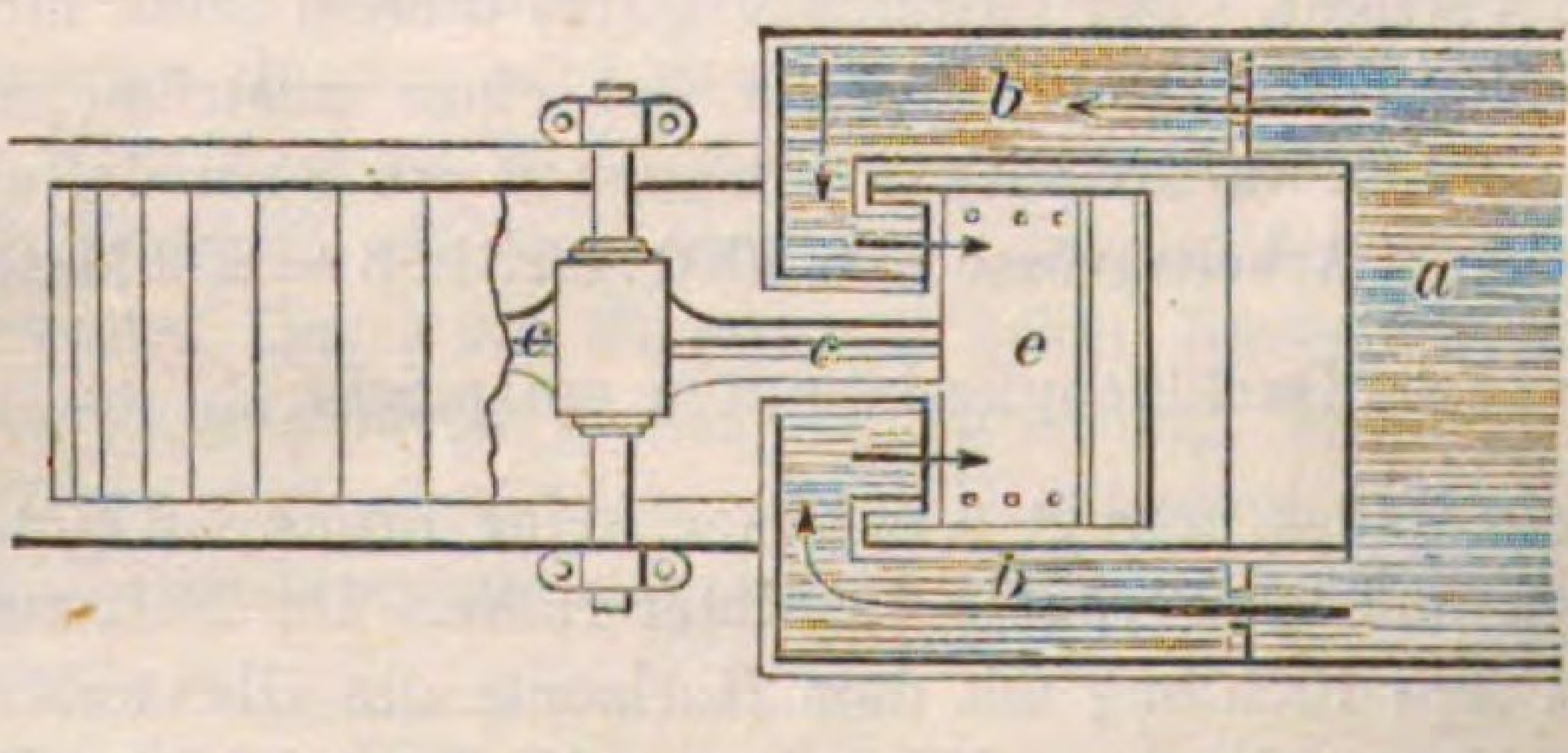


Fig. 221.



1) Weisbach (Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, vierte Auflage) theilt u. a. mit, dass über diese Räder bereits ausführlich gehandelt wird in dem Werke: „Hydraulisca Försök etc. of Lagerhjelm, of Forselles och Kallstenius, Andra Delen, Stockholm, 1822.

2) Bulletin etc. d'encouragement, Avril 1870, P. 193.

richtig ist Egen's Bemerkung, dass die Räder mit innerer Beaufschlagung überhaupt nur in wenigen Fällen zu empfehlen sind, weil sie nur eine geringe Breite zulassen und die Wasserzuführung, wenn solche von zwei Seiten erfolgt, eine unvortheilhafte Ablenkung des Wassers erfordert. In jüngster Zeit sind diese Räder von Neuem unter dem Namen „Wasserräder nach Millot's System" wieder aufgetaucht und hatte unter Anderen die Maschinenfabrik von Daniel Straub in Geisslingen bei Ulm ein derartiges mittelschlägiges Wasserrad zur Wiener Weltausstellung vom Jahre 1873 eingesandt, worüber in den unten citirten Quellen[1]) Bericht erstattet wird, jedoch ohne der früheren Constructionen derselben auch nur mit einem Worte zu gedenken[2])!

Es dürfte für unsere Zwecke genügen, dies sogenannte Millot'sche Rad hier Fig. 220 (Aufriss) und Fig. 221 (Grundriss) nach der Zeichnung aufzunehmen, welche dem 1859 ertheilten französischen Brevet[3]) beigefügt ist.

Das betreffende Aufschlagwasser wird durch ein gewöhnliches Gerinne *a* zugeführt, was sich jedoch in der Nähe des Rades in zwei Aeste (Arme) *bb* verzweigt, welche nur Raum für die Breite des Rades *cc* zwischen sich lassen, dann in der Fortsetzung beide zwei mal unter rechten Winkeln ihre Richtung verändern, um das Wasser in zwei parallelen Strömen in die Zellen des Rades zu führen.

Rückenschlägige Wasserräder[4]).

§. 72.

Bei Gefällen über 3 Meter und bei grossen Wassermengen, die zugleich veränderlich sind, ist ein Kropfrad mit Coulisseneinlauf wegen des zu grossen Wasserverlustes zwischen Kropf und Rad eben so wenig zu empfehlen, wie ein rein oberschlägiges Rad, indem bei letzterem die (grossen) Veränderungen des Wasserstandes im Aufschlagwassergerinne mit der Anordnung eines guten Wasserrades unverträglich sind, nicht zu gedenken, dass sich schwer oder gar nicht im Schaufelboden Oeffnungen an-

1) Uhland, „Der praktische Maschinen-Constructeur". Siebenter Jahrgang (1874), S. 74 und die Zeitschrift Engineering, deutsche Ausgabe, Bd. 1 (Jan. bis Juni) 1874, S. 228 ff.

2) Radinger „Die Motoren der Wiener Weltausstellung von 1873, Oesterr. officieller Bericht, Heft 83, S. 251.

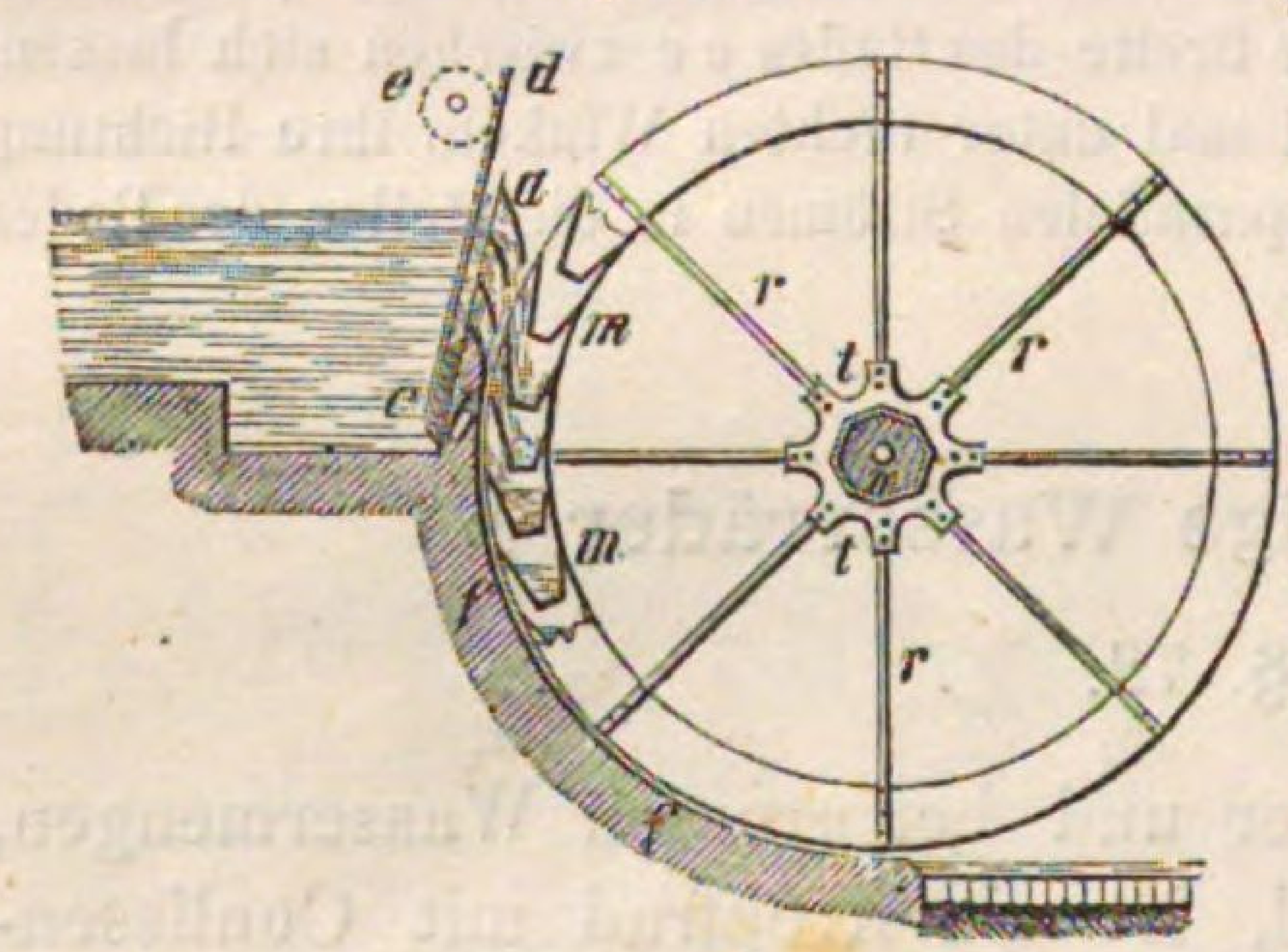
3) Description des machines etc. pour lesquels des Brevets d'invention ont été pris sous le régime de la loi du 5. juillet 1844, Tome 73, P. 21, Paris 1871.

4) Zu den vorher über verticale Wasserräder überhaupt angeführten Quellen ist hier noch als neu hinzuzufügen: Fairbairn, Treatise on mills and millworks, Part I, P. 126 (Breast-wheels). Dieses Werk hat weniger Werth für die Theorie, verdient aber dennoch wegen vieler Angaben über in England ausgeführte Wasserräder gelesen zu werden.

bringen lassen, wodurch die in der Zelle vor Ankunft des Wassers (wobei der Strahl gewöhnlich den ganzen Querschnitt der Zellen ausfüllt) befindliche Luft gehörig abgeführt, d. h. das Rad nicht leicht ventilirt werden kann. Hierzu kommt noch, dass in vielen Fällen oberschlägige Räder viel zu wenig Masse besitzen, um (gleichsam als Schwungräder wirkend) denjenigen Beharrungszustand der gleichförmigen Bewegung innerhalb möglichst weiter Grenzen herbeizuführen, der für gewisse (sorgfältige, zarte) Arbeitszwecke oft ganz unerlässlich ist.

In allen diesen Fällen giebt es keine besseren Wasserräder, als die rückenschlägigen mit Coulisseneinlauf, wie Fig. 222 darstellt.

Fig. 222.



Bei dieser Radgattung ist es zugleich vortheilhaft, die Schaufeln durch sogenannte Zellen oder kübelartige Gefässe *mm* zu ersetzen, die aus Vorderfläche (Stossschaufel) *pq* (Fig. 223), aus Boden (Riegelschaufel) *q* und aus Hinterwand *r* bestehen, wobei zwischen je zwei der letzteren zugleich eine gehörige Spalte *i* gelassen ist, um die vorbemerkte nothwendige Luftventilation herbeizuführen.

Gerinne, Schützen und Einlauf haben eine ähnliche Einrichtung, wie bei den Kropfrädern mit Coulisseneinlauf. Ebenso fliesst, wie bei der letzteren Radgattung, das Wasser über die obere Schützenkante durch die aus gebogenem Eisenblech gebildeten Canäle *ff* in die Radzellen, wobei es zuerst einen geringen Stoss ausübt, nachher aber bis zum tiefsten Radpunkte durch Druck, und zwar um so günstiger wirkt, wenn man dabei den Mantel (hohlen Kropf *f*, Fig. 222) bis zur niedrigsten Stelle herabgehen lässt.

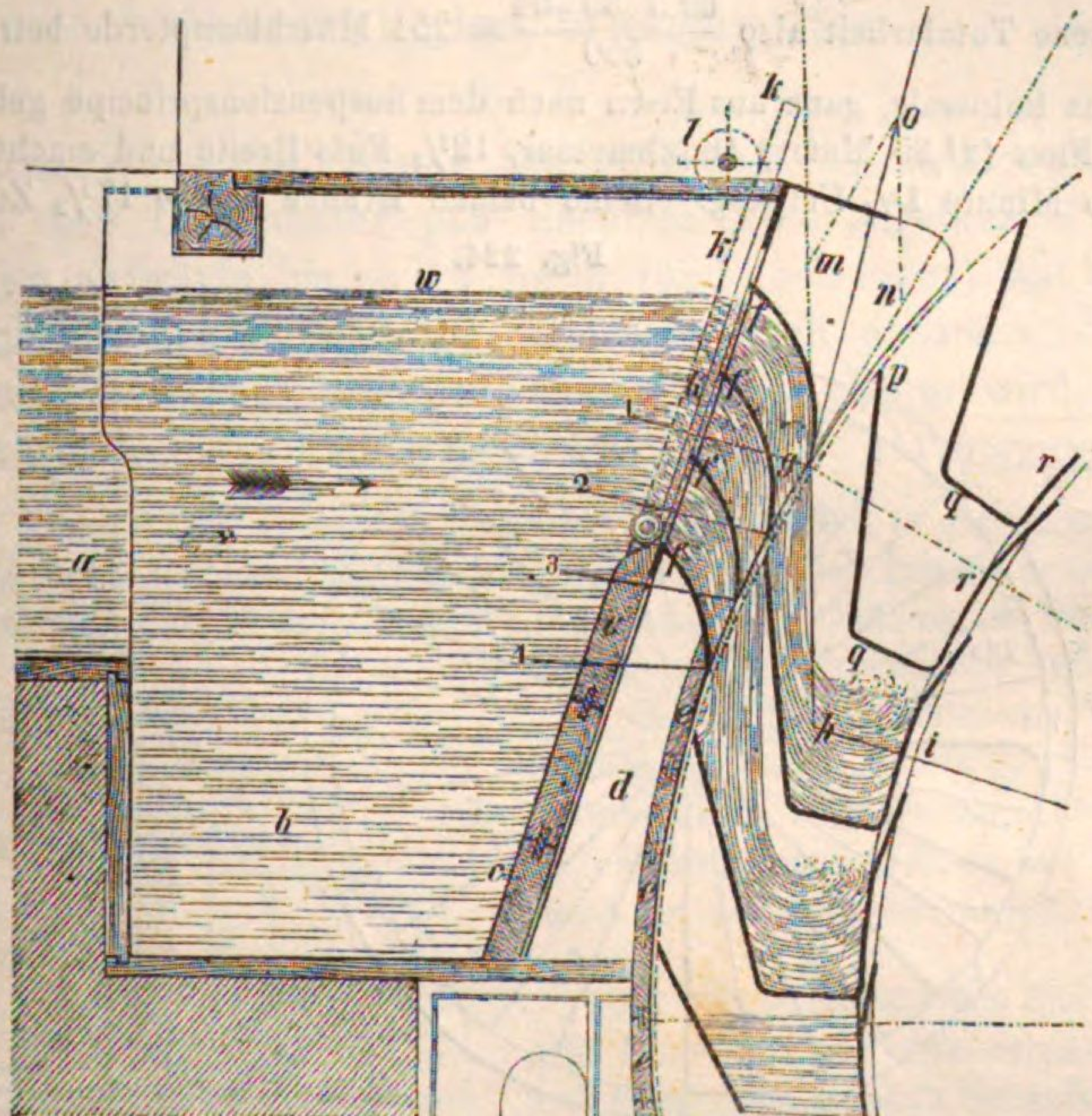
Damit aber beim Einlaufe weder das Wasser gegen die Schaufeln, noch letztere gegen ersteres schlagen, müssen die Vorderflächen *pq* so gestellt werden, dass sie mit der Richtung der relativen Geschwindigkeit zwischen Wasser und Rad zusammenfallen, oder, was dasselbe ist, dass der Einlauf so erfolgt, als wenn das Rad still stände. Dieser Anordnung wird aber allemal genügt, wenn man ein Parallelogramm wie *gmno* construirt, dessen eine Seite *gn* in der Richtung der Tangente des ausweichenden Rades für die Stelle *g* liegt, während die andere Seite *gm* die Richtung der Schaufel abgiebt und endlich die Diagonale *go* die Richtung ist, welche der Geschwindigkeit des mittleren Fadens vom einströmenden Wasser entspricht, so dass also *go* die Tangente für das äusserste Element der ersten Leitcurve *gf* bildet.

Den Nutzeffect richtig construirter [1]) und gut ausgeführter rückenschlä-

1) Vor Allem muss der Einlauf regelrecht angeordnet sein, dann darf man die Zellen nicht zu tief nehmen, den bis zur tiefsten Radstelle reichenden Man-

giger Wasserräder mit gehörig ventilirten Schaufelzellen kann man recht gut auf 65, 70, ja wahrscheinlich bei hohen Gefällen bis auf 75 Proc. bringen [1]), wogegen sie sich freilich ihres verhältnissmässig hohen Preises wegen (weil sie sich nicht gut aus Holz ausführen lassen), namentlich wenn zugleich dabei das

Fig. 223.



Suspensionsprincip in Anwendung gebracht wird, mehr für sehr rentable grössere Fabrikanlagen, als für kleinere Gewerbebetriebe eignen.

Zusatz. Es dürfte in mehrfacher Beziehung nicht überflüssig sein, hier auf ein rückenschlägiges Wasserrad (Fig. 224) aufmerksam zu machen, das zugleich zu den allergrössten der civilisirten Welt gehört und welches der Verfasser im Jahre 1851 durch eigene Anschauung kennen zu lernen Gelegenheit hatte [2]).

tel nicht fehlen lassen etc. Den Füllungscoefficienten nimmt man $^1/_5$ bis $^1/_4$, so dass in letzterem Falle zu setzen ist: $4\ Q = abv$; die Radhöhe macht man gern $^4/_3\ H$ etc.

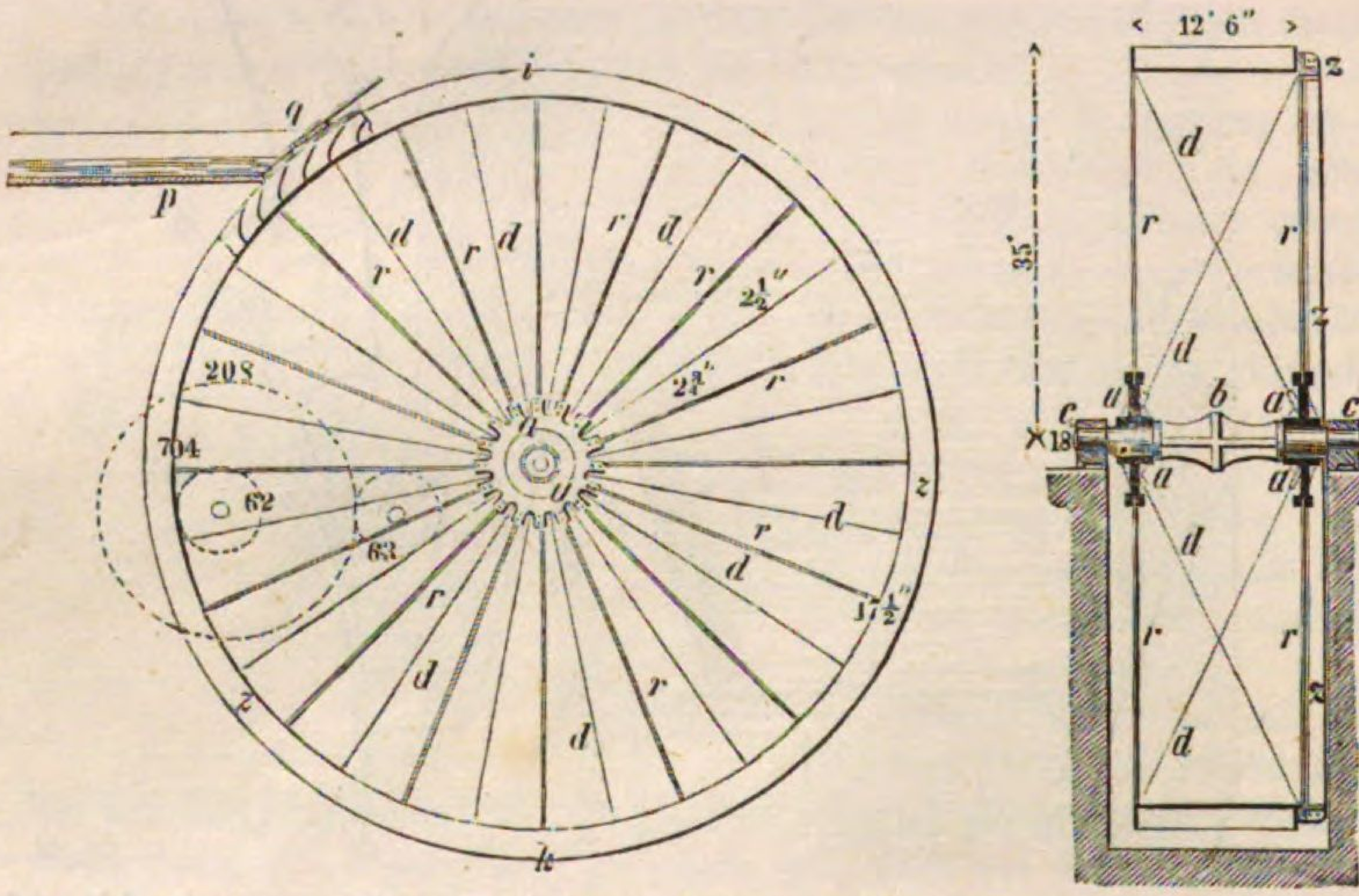
1) Morin (a. a. O.) ermittelte durch sorgfältig angestellte Versuche den Nutzeffect eines (9,1 Meter hohen) rückenschlägigen eisernen Wasserrades zu 69 Proc. Ein später (Fig. 224) angegebenes englisches, 20 Meter hohes rückenschlägiges Rad soll 76 Proc. Nutzeffect geben.

2) Seitdem ist es abgebildet und beschrieben worden in dem Engineer and machinists assistant, London 1853. Description of the plates, P. 80, Pl. 88 und 89.

Es ist dies das auf der Höhe von Greenock (Schottland, am Ausflusse des Clyde) gelegene Betriebswasserrad einer Baumwollspinnerei-Compagnie [1]), womit bei meiner Anwesenheit 12216 Mule- und 13544 Throstlespindeln getrieben wurden, während das natürliche Gefälle 64 Fuss (19,5 Meter und die pro Secunde zufliessende Wassermenge 35 Cubikfuss (0,99 Cubikmeter), die natürlich vorhandene Totalarbeit also $\frac{62{,}5 \,.\, 35 \,.\, 64}{550} = 254$ Maschinenpferde betrug [2]).

Das kolossale, ganz aus Eisen nach dem Suspensionsprincipe gebaute Rad hat 70 Fuss (21,35 Meter) Durchmesser, $12\frac{1}{2}$ Fuss Breite und macht gewöhnlich pro Minute $1\frac{1}{3}$ Umgang. Seine beiden Kränze von je $17\frac{1}{2}$ Zoll Breite

Fig. 224.



sind mit Nuthen für 160 krumme Zellen (Kübel) versehen, während überdies der eine Kranz ein aus 32 Kreisabschnitten zusammengesetztes Zahnrad *z* mit 704 Zähnen trägt, in welches ein Getriebe von 62 Zähnen zur geeigneten Fortpflanzung der Bewegung greift.

Die Armrosette *aa* hat 10 Fuss Durchmesser, die gusseiserne Welle in der Mitte 42 Zoll, die Zapfen derselben 18 Zoll Dicke. Die Verbindung zwischen dem Kranze des Wasserrades und jeder Wellrosette wird durch 16 Radial- und durch 16 Diagonalstangen bewirkt, wovon erstere $2\frac{3}{4}$ Zoll, letztere $2\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser haben. Das Totalgewicht des Rades beträgt 117 Tons (= 262080 Pfd.).

1) Shaws water cotton spinning company.

2) In Greenock rechnete man 270 Mulespindeln und ebenso 120 Waterspindeln auf jede Maschinenpferdekraft, wonach die Nutzarbeit des Rades 192 Pferde, sein Güteverhältniss also $\frac{192}{254} = 0{,}75$ betragen würde. Da mir keine dynamometrischen Messungen bekannt geworden sind, so vermag ich letztere Angaben nicht zu verbürgen.

Ein ebenfalls rückenschlägiges, noch etwas höheres (72 Fuss 6 Zoll), aber nur halb so breites (6 Fuss) Rad wurde später bei den Laxey-glen-mines, einer Bleigrube auf der Insel Man, erbaut, worüber Näheres die unten bezeichnete Quelle angiebt[1]).

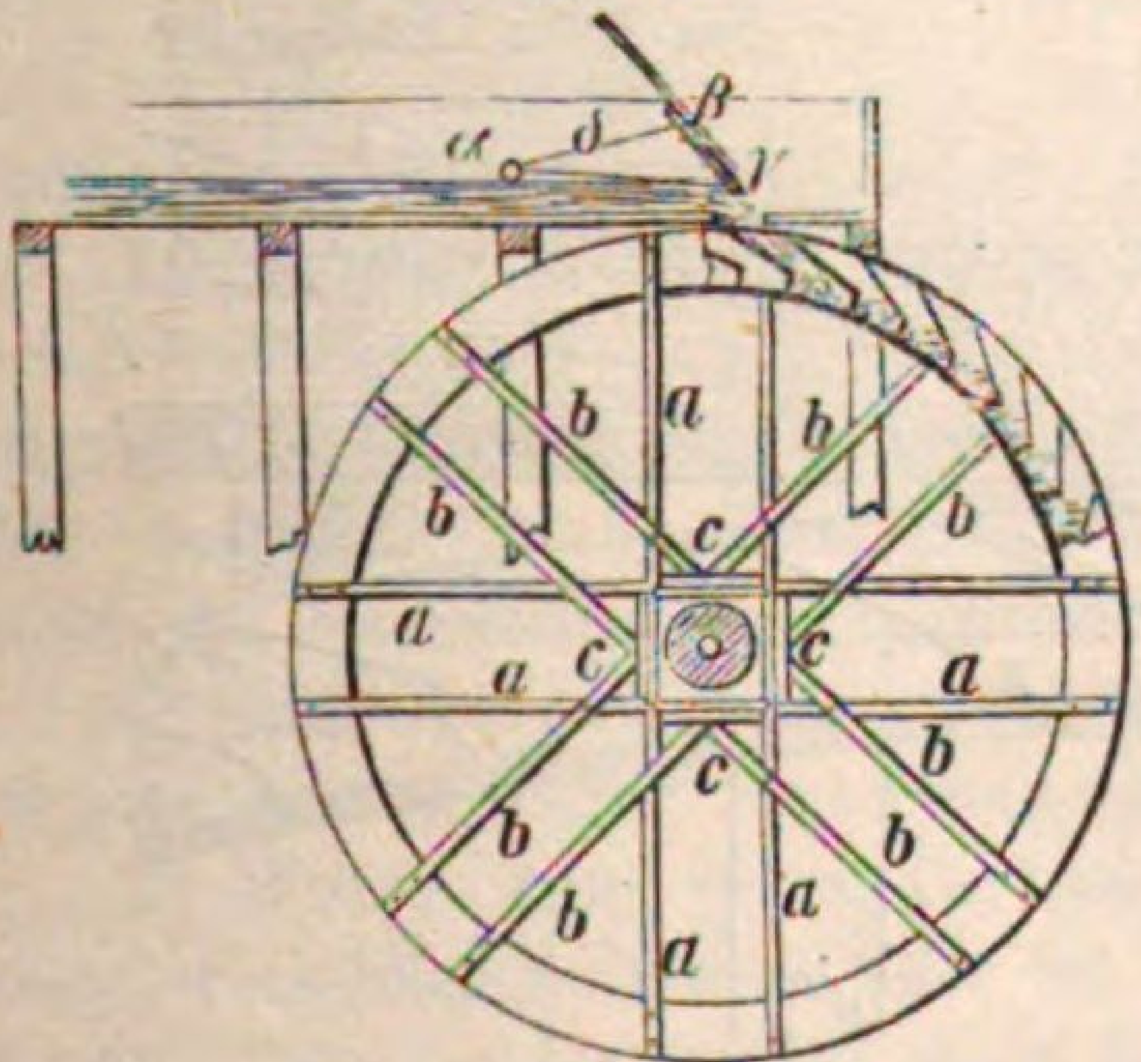
Oberschlägige Wasserräder.

§. 73.

Diese Wasserradgattung ist für kleine Wassermengen (von 0,30 bis 0,80 Cubikmeter pro Secunde) von ungefähr 3 Meter Gefälle an aufwärts bis zu 12 Meter (und noch mehr) fast überall anwendbar, wobei sie sich besonders dadurch auszeichnet, dass ihr Nutzeffect wächst, wenn die Wassermenge kleiner wird, wofür die Construction des Rades beschafft wurde.

Der Einlauf des Wassers in die Räder erfolgt hierbei in der Regel durch sogenannte Spannschützen, wie Fig. 225 und 226 erkennen lassen; seltener dadurch, dass man das Wasser ohne Weiteres aus einer Oeffnung im Boden des Zuflussgerinnes frei auf das Rad stürzen lässt, indem man in ersterem Falle die Grösse der sehr wichtigen Einlaufgeschwindigkeit des Wassers besser in seiner Gewalt hat und durch den Wasserstand vor der Schützenöffnung reguliren kann.

Fig. 225.



Dass man auch hier das Rad an seinem Umfange mit kübelartigen Zellen und nicht mit geraden Schaufeln versieht, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Je nachdem (dem Zwecke entsprechend) das Rad langsam oder schnell umlaufen soll, legt man die Gerinnböden nahe oder entfernter vom Radscheitel, wodurch das Wasser entweder weniger oder mehr durch Stoss, nachher aber bis zur Ausgussstelle durch Druck wirkt. Will man lediglich ein Rad von grossem Nutzeffecte erreichen, so muss man auch hier die Stosswirkung klein, die Druckwirkung aber gross machen, deshalb Sorge tragen, dass die Umfangsgeschwindigkeit des Rades $1^m,3$ bis $1^m,5$ nicht übersteigt, die Zellen höchstens zum vierten Theile füllen[2]) und lieber das an Inhalt zur Wasseraufnahme Fehlende durch die lichte Weite des Rades ersetzen.

Um auch hier zu verhüten, dass das einfallende Wasser nicht gegen die Stossschaufel tn (Fig. 226) oder letztere gegen ersteres schlägt, hat man die Lage von nt für den Eintrittspunkt a wieder so zu wählen, dass sie in der

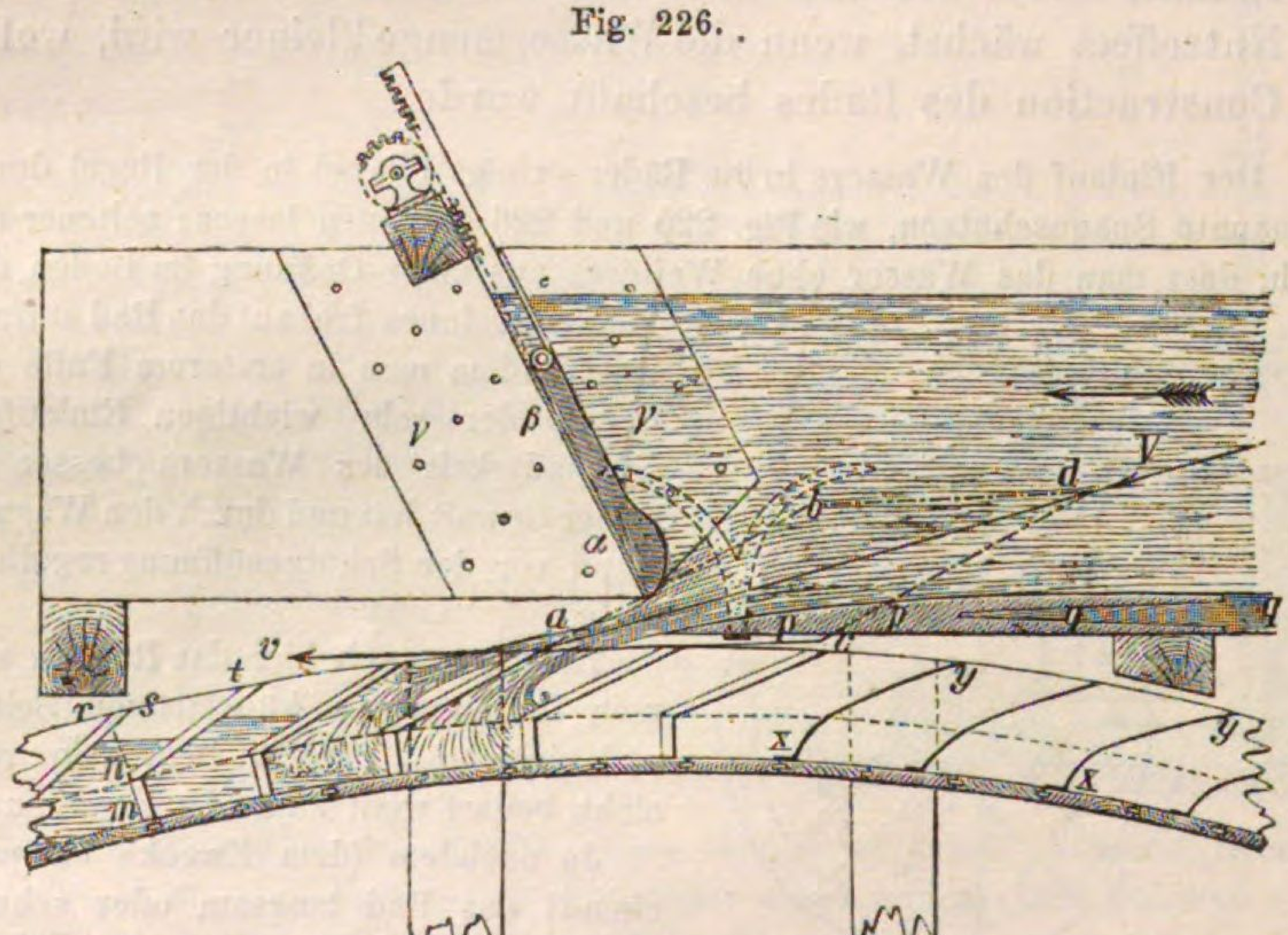
1) Polytechnisches Centralblatt, Jahrgang 1855, S. 569 und Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für Hannover, Jahrg. 1855, S. 142.

2) D. h. den Füllungscoefficienten nicht höher als $1/4$ zu nehmen, also der Bedingung $4\,Q = abv$, oder noch besser der $5\,Q = abv$, zu entsprechen.

Richtung der relativen Geschwindigkeit zwischen Wasser und Radumfang liegt, d. h. man hat wieder ein Parallelogramm *abcd* zu construiren, dessen Diagonale *ad* die Richtung der Geschwindigkeit *V* des mittleren Fadens vom Aufschlagwasser ist, während die eine Seite *ac* mit der Tangentialgeschwindigkeit *v* des Rades, die andere *ab* mit der Stossschaufelrichtung zusammenfällt.

Ein sehr wichtiger Punkt ist endlich noch die richtige Grösse des sogenannten Dockungswinkels *rnt*, der gewöhnlich dadurch bestimmt wird, dass man die radiale Riegelschaufel *mn* bis *r* am Radumfange verlängert und das Ende *s* der Stossschaufel durch Auftragen von $rs = \frac{1}{4}\, st$ bestimmt, zuletzt aber noch untersucht, ob der kleinste Abstand im Raume zweier auf einander folgender Zellen noch $1\frac{1}{2}$ bis 2 Mal so gross ist, als die Dicke der aus der Schützenöffnung fliessenden Wassermenge. Bei richtiger Beachtung aller dieser

Fig. 226.



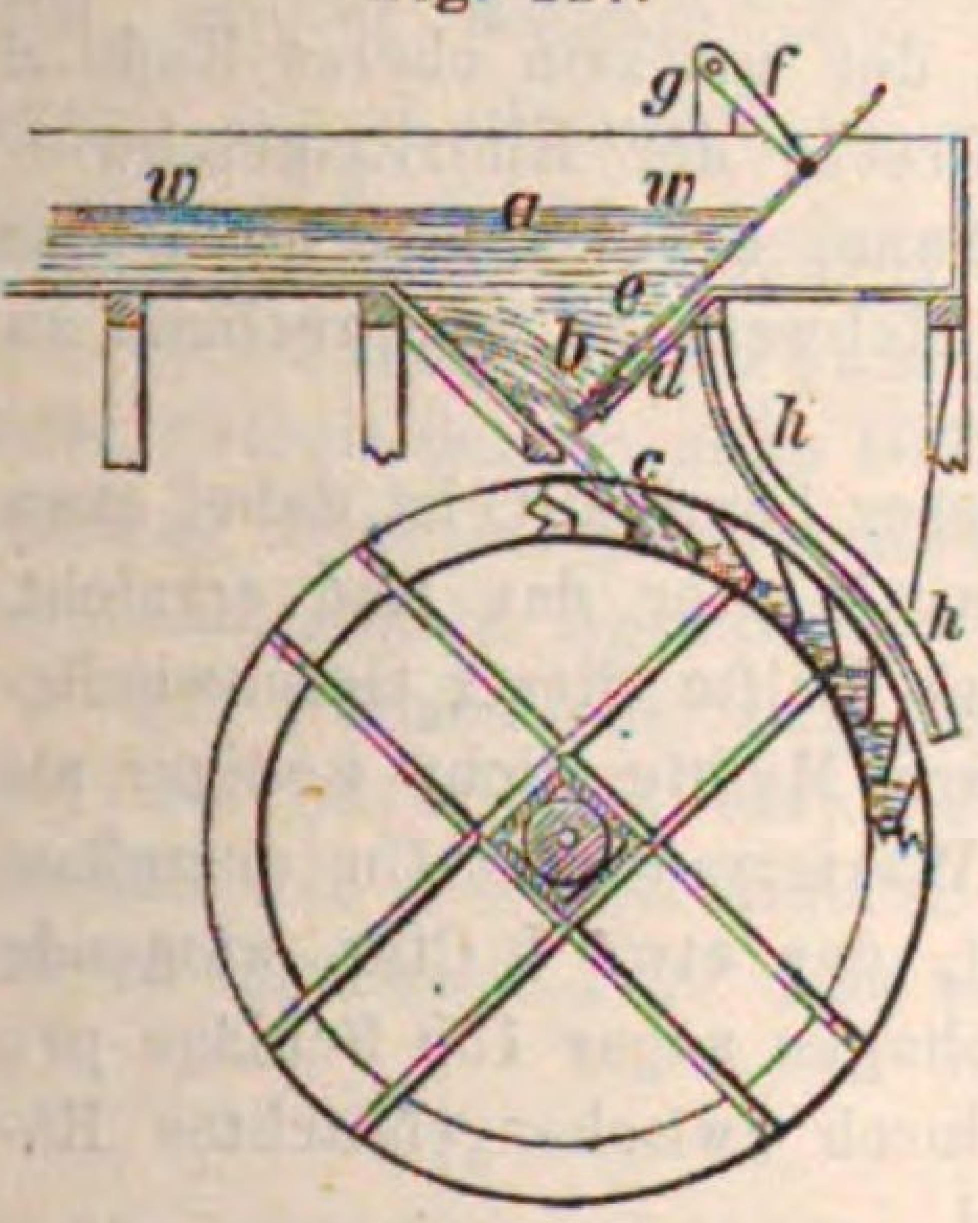
Umstände erhält man sowohl einen vortheilhaften Einlauf für das Wasser, als auch einen verhältnissmässig späten Ausguss, von welcher letzteren Bedingung, d. h. von der Höhe des sogenannten **wasserhaltenden Bogens**, ein grosser Nutzeffect des Rades noch wesentlich mit abhängt [1]).

1) Ueber die Bedingungen eines möglichst grossen wasserhaltenden Bogens bei oberschlägigen Wasserrädern und über die Berechnung desselben handeln die widerholt citirten Werke Redtenbacher's und Weisbach's, sowie besonders ein Aufsatz des Professors Zeuner im Civil-Ingenieur, Bd. 4 (1859), S. 89. An derselben Stelle, S. 95, veröffentlicht auch Weisbach eine sehr lesenswerthe theoretische Abhandlung: „Ueber den Eintritt des Wassers in die Zellen verticaler Wasserräder." Ferner ist noch zu empfehlen Bergrath Jenny's Abhandlung „Zur Theorie der ober- und rückenschlägigen Wasserräder" im Berg- und Hüttenmännischen Jahrbuche der k. k. Bergakademien Schemnitz und Leoben,

Unter sonst vortheilhaften Anordnungen wird die Höhe des wasserhaltenden Bogens noch merklich vermehrt, wenn man das Rad statt mit hölzernen Schaufeln mit solchen aus Eisenblech ausrüstet (wie in Fig. 226 durch xy angedeutet und in der früheren Fig. 220 gezeichnet ist).

Das oberschlägige Wasserrad lässt man endlich nicht (wie die Kropfräder) im Unterwasser waten, sondern hängt sie frei über dasselbe in einem (nach der Eisbildung im Winter) grösseren oder kleineren Abstande von der Fläche des abfliessenden Wassers.

Fig. 227.



Der Nutzeffect richtig construirter und gut ausgeführter, namentlich langsam umlaufender, mit gekrümmten Blechschaufeln versehener Wasserräder kann bei kleinen Gefällen auf 65 bis 70 [1]), bei hohen Gefällen, nach d'Aubuisson [2]), auf 76 Proc. und nach Weisbach [3]) sogar auf 83 Proc. gebracht werden.

Viel geringer ist der Nutzeffect der oberschlägigen Wasserräder, wenn ihre Umfangsgeschwindigkeit so gross ist, dass die auftretende Centrifugalkraft sowohl den Einlauf des Wassers stört, als besonders das bereits in die Zellen gelangte Wasser wieder herauswirft, wodurch der Nutzeffect bis auf 40, ja 25 Proc. herabgezogen werden kann [4]).

Dergleichen Räder ordnet man aber auch nur für ganz besondere Arbeits-

Bd. XI (1862), unter der Ueberschrift „Der Effectverlust im Ausguss-Bogen," S. 250. Sodann Weiss, „Eine Effectformel für oberschlägige Wasserräder." Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins, Bd. XXI (1869), S. 159. Endlich Seeberger, „Ableitung der Theorie oberschlägiger Wasserräder auf graphischem Wege." Bornemann, Civilingenieur, Bd. XV (1869), S. 397.

1) Morin fand (a. a. O.) das Güteverhältniss eines hölzernen, $3^m,425$ hohen oberschlägigen Wasserrades bei 30 Zellen und $1^m,5$ Umfangsgeschwindigkeit zu 0,65. Dagegen fand er bei einem Rade von $2^m,28$ Durchmesser mit 24 gekrümmten Blechschaufeln, bei ebenfalls $1^m,5$ Geschwindigkeit, das Güteverhältniss 0,69.

2) Hydraulique, §. 364. Das Versuchsrad d'Aubuisson's hatte $11^m,37$ Durchmesser, $1^m,082$ lichte Weite, $0^m,325$ Kranzbreite, war mit 92 Sackschaufeln ausgerüstet und machte pro Minute 8,7 Umläufe. Die Aufschlagwassermenge pro Secunde betrug 0,15 Cubikmeter, das Gefälle $11^m,87$.

3) Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, 4. Aufl., §. 197. Weisbach stellte Versuche mit einem Wasserrade von $7^m,0$ Höhe und $0^m,85$ Weite an, welches mit 48 Zellen versehen war und pro Minute 12 Umgänge machte. Das Güteverhältniss ergab sich zu 0,78. Bei Kunst- und anderen Rädern von 10 bis 11 Meter Höhe fand derselbe, wenn sie nur 5 Umdrehungen pro Minute machten, das Güteverhältniss 0,80 und oft noch höher.

4) Bei einem hölzernen Hammerrade von 4 Meter Höhe und $3^m,5$ Umfangsgeschwindigkeit erhielt Morin einen Wirkungsgrad von 0,40, und wenn die Umfangsgeschwindigkeit auf 4 Meter gesteigert wurde, sogar nur von 0,25. (Expériences sur les roues hydrauliques, P. 118.)

zwecke, z. B. für den Betrieb von Schwanzhämmern, Brettsägemühlen etc., an und dann allerdings mit Erfolg hinsichtlich der wohlfeilen Beschaffung des sogenannten gangbaren Zeuges.

Unter Anderen berichtet Tunner („Die Stabeisen- und Stahlbereitung". Freiberg 1858, Bd. I, S. 70) über sogenannte oberschlägige Hammerräder (Fig. 227) von 10 Fuss Durchmesser und 3 bis 4 Fuss lichter Weite, welchen man das Wasser durch einen besonders construirten Einlauf zuführt, damit es das Rad mit grosser Geschwindigkeit trifft, und bringt zur Vermeidung des Wasserüberspritzens nur einen Mantel *h* an, der um sein oberes Ende *d* drehbar gemacht ist. Damit man überdies die Grösse der Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers nach Umständen reguliren kann, benutzt man auch hier einen Spannschützen *b*, der durch Stange *e* und Hebwerk *gf* entsprechend zu stellen ist.

Die Höhe *ac*, von welcher das Aufschlagwasser herabfällt, ist dabei etwa 9 Fuss, so dass die Geschwindigkeit, womit das Wasser das Rad erreicht, 23,4 Fuss beträgt. Läuft dann das Rad mit der Hälfte dieser Geschwindigkeit, d. h. mit 11,7 Fuss, um, so erhält man pro Minute nicht weniger als 22½ Umläufe, so dass, wenn man auf der Wasserradwelle (in derselben Ebene) fünf Heblinge (Daumen, Ertel) anbringt, der etwa 5 Ctnr. wiegende Hammer pro Minute 112 Schläge, bei sechs Heblingen sogar 135 Schläge pro Minute macht, eine Vermehrung der Hubzahl durch zwischengebrachtes Räder- oder Riemenwerk also ganz überflüssig wird.

Zweites Capitel.

Horizontale Wasserräder.

§. 74.

Geschichtliche Einleitung [1]).

Auf die Idee, Wasserräder mit verticaler Drehachse zu construiren, hat höchst wahrscheinlich die gewöhnliche Art der Bewegung cylindrischer Steine der Getreidemühlen geführt, da es

1) Bélidor, Arch. hydraulique, éd. par Navier, §. 666, 669 und besonders Note (ea) S. 451. — Rees, Cyclopaedia, Artikel „Water" (Horizontal-waterwheels). — D'Aubuisson, Traité d'hydraulique, Paris 1840, §. 377 etc. — Bulletin d'encouragement, 43e Année, 1844, P. 463. Geschichtliche Notizen und Verzeichniss von auf Turbinen genommenen Patenten. — Morin, Comptes rendus, 1846, Tom. XXII, P. 1026. Daraus im Polytechnischen Centralblatt, Jahrg. 1846, Bd. 8, S. 506. — Rühlmann, Beiträge zur Geschichte der horizontalen Wasserräder. Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 1, 1855, S. 227. — Redtenbacher, Theorie und Bau der Turbinen, zweite umgearbeitete und erweiterte Aufl., Mannheim 1860, S. 1

in der That eine einfachere Mahlmühle nicht geben kann, als die, wo man den Läuferstein direct auf der verticalen Welle des Wasserrades befestigt und die Uebertragung der Bewegung von letzterem auf den Mühlstein ohne jedes weitere Zwischenmittel geschehen lässt.

Diese Räder haben gewöhnlich löffelartig gestaltete Schaufeln, gegen welche der Stoss eines Wasserstrahles wirkt, der durch einen rinnenförmigen oder pyramidalen Ausguss mit grosser Geschwindigkeit zugeführt wird.

Seit Jahrhunderten (bis auf die Gegenwart) finden sich derartige Wasserräder überall da, wo hohe Gefälle zu Gebote stehen, zu deren besserer Verwendung keine Gelegenheit vorhanden ist, u. a. in den Pyrenäen, der Provence, Dauphiné, Algier, Nordafrika (Constantine), Schweden, Norwegen etc. [1]).

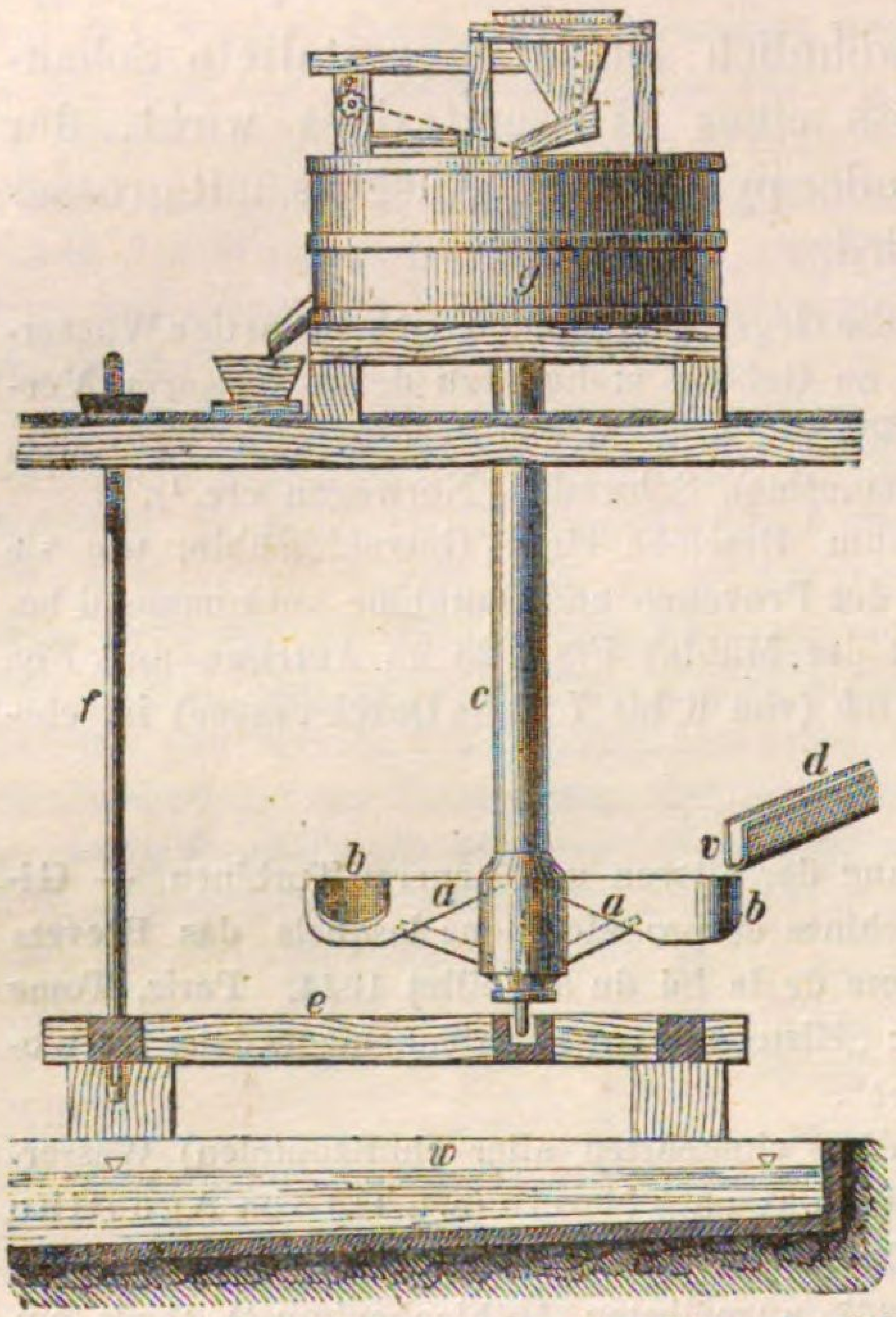
Ein horizontales Löffelrad zum Betriebe einer Getreidemühle, wie sie Bélidor (a. a. O. S. 444) als in der Provence und Dauphiné vorkommend beschreibt und abbildet, stellt (nebst der Mühle) Fig. 228 im Aufrisse und Fig. 229 im Grundrisse dar. Das Rad *ab* (von 6 bis 7 Fuss Durchmesser) ist ein-

bis 22. (Geschichte und Beschreibung der älteren und neueren Turbinen. — Girard, in der Description des machines et procédés pour lesquels des Brevets d'invention ont été pris sous le régime de la loi du 5. juillet 1844. Paris, Tome 76, P. 145. Unter der Ueberschrift: „Histoire des perfectionnements dans les moteurs hydrauliques appelé Turbines".

1) Das älteste Werk, worin diese einfachsten aller (horizontalen) Wasserräder beschrieben sind, dürfte das sein, was nach Morin (a. a. O.) von Agostino Ramelli verfasst, unter dem Titel: Diverse artificose machine, 1588 in Paris erschien. — Sturm (in seiner S. 267 angeführten Mühlenbaukunst) theilt ein nach Maassstab gezeichnetes horizontales Löffelrad mit, wobei er bemerkt, „dass dieser Riss von einem deutschen Ingenieur nach einer türkischen Mühle in Bosnien gezeichnet worden sei." Auch Leupold liefert Abbildungen solcher Räder. — Nach Beckmann (a. a. O. Bd. 2, S. 33) erzählt d'Arvieux in den „Merkwürdigen Nachrichten von seinen Reisen", die 1754 in Leipzig erschienen, u. a. Folgendes: „Diejenigen Mühlen, welche ich auf dem Berge Libanon und Karmel gesehen, sind denen sehr gleich, die man an einigen Orten Italiens antrifft. Sie sind sehr einfältig und kosten sehr wenig. Der Mühlstein und das Rad sind an einerlei Achse befestigt. Das Rad, wenn man es anders so nennen kann, besteht aus acht ausgehöhlten Brettern, als Löffel gestaltet, die überzwerg in der Achse sitzen; wenn nun das Wasser mit Heftigkeit auf diese Bretter fällt, dreht es dieselben herum und bringt durch das Umtreiben den Mühlstein in Gang, über welchem das Korn aufgeschüttet wird." Ferner dürfte noch eine Notiz von Interesse sein, welche sich in der Zeitschrift „Neues Hannoversches Magazin" vom 4. October 1802, S. 1277 vorfindet, dahin gehend, dass die Baschkiren Wasserräder benutzen, welche den ältesten Turbinen gleich kommen und die wahrscheinlich älter sind als die Schiffmühlen des Belisar. Ausführliches über eine solche Baschkiren „Mühle" findet sich Bd. II. dieses Werkes S. 18.

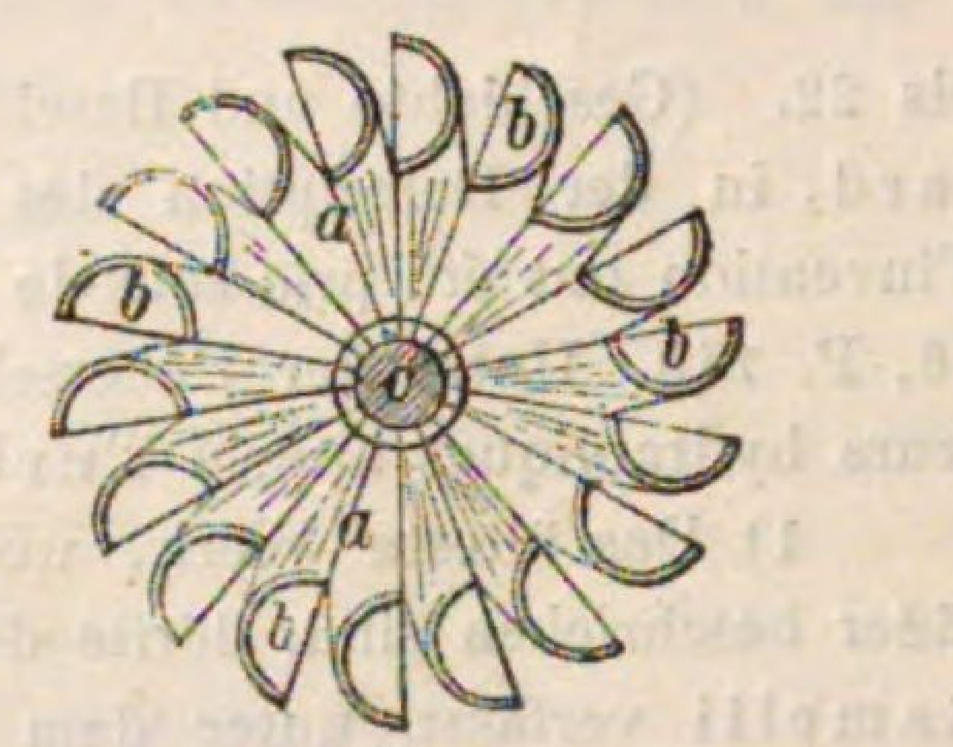
fach dadurch hergestellt, dass man starke keilförmige Holzsegmente *aa*, deren äusserste Enden mit gehörig gestalteten Vertiefungen (Löffel, Tröge) versehen sind, in den verstärkten Theil einer stehenden Welle *c* befestigt, auf welcher oberhalb direct der Läuferstein der Mühle *g* sitzt. Mit dem unteren Zapfen läuft die Welle *c* in dem Lager eines Steges, der zu einem Rahmen *e* gehört, durch dessen Höher- oder Tieferstellen (mit Hülfe einer Zugstange *f*) die Mühlsteine einander genähert oder von einander entfernt werden können. Das erforderliche Aufschlagwasser wird in einer geneigten und gehörig tiefen Rinne *dv* zugeführt.

Fig. 228.



Ungeachtet der Einfachheit dieser Löffelräder, die durch den Stoss eines isolirten Wasserstrahles in Umdrehung gesetzt werden,

Fig. 229.



können sie bei einigermassen rechter Ausführung einen Wirkungsgrad von 30 bis 35 Proc. erreichen, wie jüngere dynamometrische Versuche mit derartigen Rädern lehren, die noch 1838 in Toulouse im Gange waren [1]). Deshalb sind sie auch hinsichtlich der Benutzung natürlich vorhandener Wasserkräfte den gewöhnlichen unterschlägigen Wasserrädern gleich zu stellen, ja sie übertreffen diese noch, wenn man die bedeutend höhere Zahl von Umläufen, welche sie pro Minute machen können, in Betracht nimmt.

Wenn grosse Massen von Betriebswasser zur Disposition standen, liess sich dasselbe nicht mehr in einer offenen Röhre (Rinne), wie *vd*, Fig 228, zu-

1) Expériences sur l'une des roues du Moulin-Neuf à Toulouse par MM. Tardy et Piobert in Morin's Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical, Paris 1838, P. 44. Das betreffende Rad hatte $0^m,2$ Höhe, 18 löffelförmige Schaufeln (von $0^m,4$ Länge), die der Strahl des aufschlagenden Wassers im $0^m,53$ Abstande von der Drehachse traf. Das disponible Gefälle betrug circa 4 Meter und die pro Secunde zufliessende Wassermenge 0,3 Cubikmeter, wobei das Rad 90 bis 100 Umläufe pro Minute machte.

führen und als isolirter Strahl wirksam machen, vielmehr leitete man sodann das Wasser in Gerinnen (ähnlich jenen der verticalen unterschlägigen Wasserräder Fig. 204) von starker Neigung den Rädern zu. Am Ende des Gerinnes floss das Wasser in eine aus Holz oder Stein gebildete Tonne (einen sogenannten Schacht), auf deren Boden das Rad angebracht und um eine vertical stehende Welle drehbar gemacht war.

Der Durchmesser dieser Räder (Curvenräder, Roues à cuve, wie sie Bélidor und d'Aubuisson beschreiben) beträgt oft nur 1 Meter, ihre Höhe 0,2 Meter und die Anzahl der vorhandenen Schaufeln neun. Die letzteren krümmt man gewöhnlich sorgfältig, um das Wasser gleichzeitig durch Druck und Stoss wirksam zu machen, damit es in den freien Räumen zwischen den Schaufeln niederwärts strömt und unten möglichst tangential entweicht. Dessenungeachtet wirkt das Wasser bei so niedrigen Rädern, wo es ungünstig an allen Stellen der Oberfläche eintritt, die es unregelmässig, mit mehr oder weniger wirbelnder Bewegung, durchströmt, sehr schlecht, so dass es sich, mit Beachtung des grossen Wasserverlustes zwischen Rad und Schacht, erklärt, wenn die ebenfalls von Piobert und Tardy angestellten dynamometrischen Versuche zeigen, dass ihr Wirkungsgrad 10 bis 15 oder höchstens einige 20 Proc., also unter allen Umständen viel weniger als bei den ältesten vorher beschriebenen Stossrädern beträgt[1]). Eine richtige Theorie sowohl dieser Räder, als die der vorher gedachten, entwickelte zuerst Borda[2]), wobei sich die letzteren Räder allerdings günstiger herausstellten, wie die Versuche lehrten, was jedoch seine Erklärung dadurch findet, dass in der Ausführung den Voraussetzungen nicht entsprochen werden kann, welche Borda machte.

Mehrere Jahre vor Borda hatte Daniel Bernoulli in seiner berühmten (1730 in Strassburg erschienenen) Hydrodynamica[3]) durch Rechnung und Experimente den Satz von der Reactionswirkung des Wassers nachgewiesen[4]), den Segner[5]) zur Erzeugung einer Umdrehbewegung horizontaler Wasser-

1) Abbildungen derartiger Räder liefert namentlich sehr vollständig Bélidor in der Arch. hydraul., Lib. II, Chap. I, Pl. 6, und zwar sind dies die Räder der Basaclemühlen zu Toulouse, welche Bélidor als die genialsten (!) und einfachsten bezeichnet, die je erfunden worden und durch deren Belobung gewiss manches Unheil angerichtet wurde!

2) Mémoires de l'académie des sciences, Année 1767, P. 270.

3) P. 279 und 303.

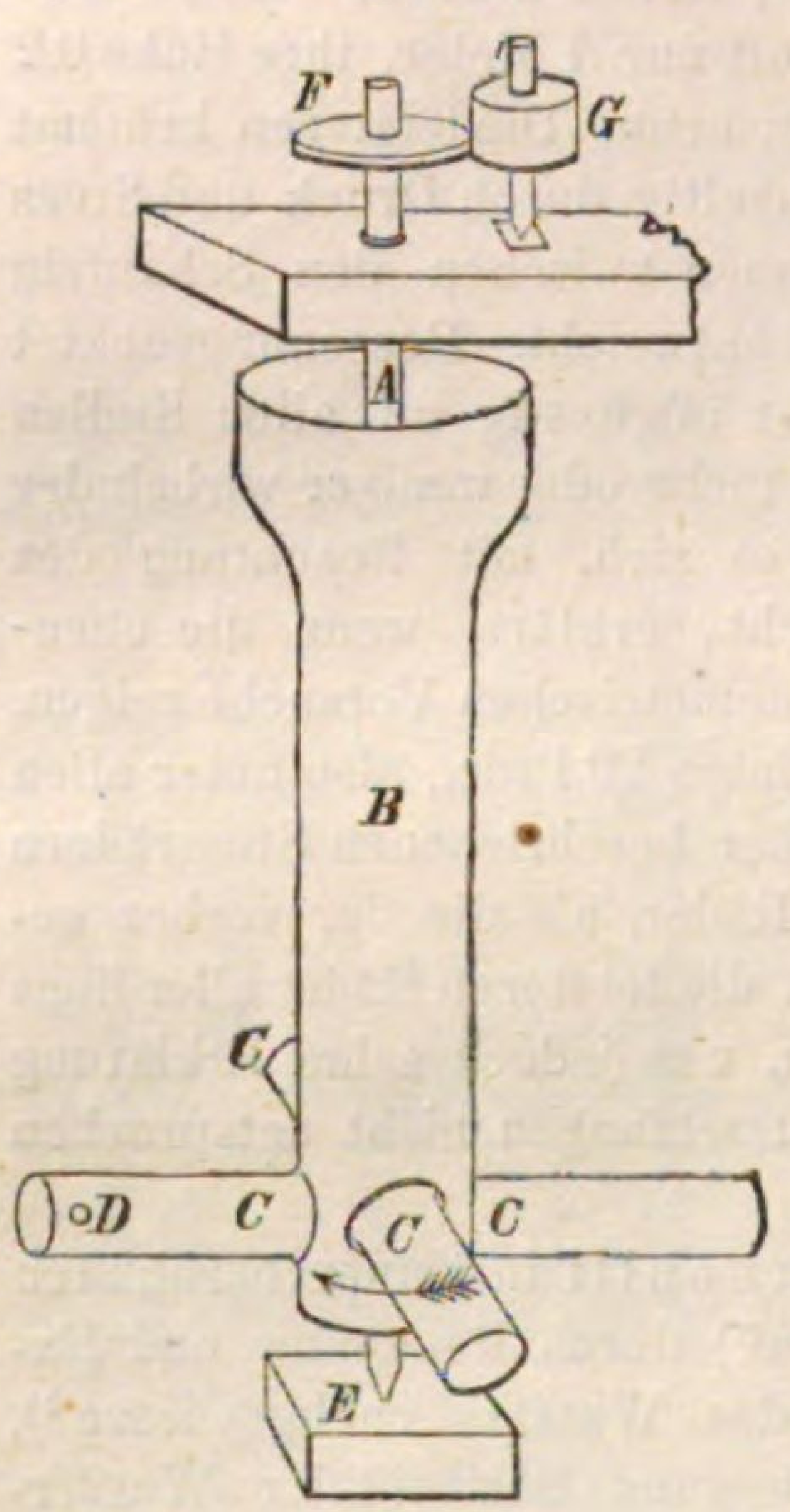
4) Bringt man in der Seitenwand eines mit Wasser gefüllten Gefässes eine Oeffnung an und lässt durch diese das Wasser frei ausströmen, so entsteht an der Wandstelle, welche der Ausflussöffnung genau gegenüber befindlich ist, ein Druck, den man die Reaction des Wassers nennt und für welche Daniel Bernoulli zuerst ganz richtig nachwies, „dass dieser Druck dem Gewichte einer Wassersäule gleich ist, die den (kleinsten) Querschnitt des ausfliessenden Strahles zur Basis hat und zur Höhe die doppelte Höhe, welche der Ausflussgeschwindigkeit entspricht."

5) Theoria machinae cujusdam hydraulicae und Computatio formae atque virum machinae hydraulicae nuper descriptae, Gottingae 1750. Fig. 230 ist eine treue Copie der Segner'schen Originalzeichnung. Zu erwähnen ist (nament-

räder anzuwenden verstand, die man deshalb auch mit dem Namen Reactionsräder bezeichnete [1]).

Indem hinsichtlich der Segner'schen Theorie dieser Räder auf die unten angegebene Quelle zu verweisen ist, werde in Fig. 230 die von Segner beigefügte Abbildung mitgetheilt, wobei *A* die Verticalwelle der ganzen Maschine, *B* das zur Aufnahme des Triebwassers bestimmte, mit *A* fest verbundene cylindrische Gefäss ist, welches am unteren Ende vier radial gestellte hohle Arme *C* trägt. Letztere communiciren mit dem Innern von *B* und sind an einer Seite mit einer Oeffnung *D* (bei jeder Röhre nach derselben Richtung hin) versehen, aus welcher das Aufschlagwasser fliessen und sodann vermöge der hierdurch auftretenden Reactionskraft das Rad im (Pfeilrichtung) entgegengesetzten Sinne des ausströmenden Wassers in Umdrehung setzen kann.

Fig. 230.



Noch ausführlicher und vollständiger behandelte nach Segner Leonhard Euler die Theorie der Reactionsräder [2]) und schlug dabei zugleich in constructiver Hinsicht vor, die röhrenförmigen Radarme zu krümmen, um auch den aus der Fliehkraft resultirenden Druck nutzbar machen, sowie den Ausfluss des Wassers in der Achsenrichtung der gekrümmten Röhre selbst (d. h. so, wie Fig. 232 erkennen lässt) erfolgen lassen zu können.

Im Jahre 1752 behandelte Euler die

lich der Prioritätsfrage seitens der Engländer wegen), dass Gilbert in seinen Ann. der Physik, Bd. 43, S. 116, bemerkt, dass sich schon zu Segner's Zeit zu Nörten unweit Göttingen eine Mahlmühle befunden habe, welche vom Wasser mittelst seiner Reactionsmaschine betrieben wurde und dort Jahre lang im Gange geblieben sei.

1) Die Engländer schreiben die Erfindung des Reactionsrades einem Dr. Barker zu und Rees (Cyclopaedia, Artikel „Water, Horizontal machines moved by the reaction of water") behauptet, dass der bekannte Physiker Desaguliers bereits 1742 der Royal Society in London ein Modell desselben vorgelegt habe. Indessen hatte man weder von der Theorie eines solchen Rades eine Idee, noch ist dasselbe (damals schon) zur Ausführung gekommen, während das Segner-sche Rad sowohl theoretisch begründet, als auch zu Segner's Zeit im Grossen ausgeführt wurde.

2) Mémoiren der Berliner Akademie der Wissenschaften vom Jahre 1750 (Berlin 1752), damals noch in französischer Sprache abgefasst. Euler's Arbeit führt S. 311 die Ueberschrift: „Recherches sur l'effet d'une machine hydraulique proposée par Mr. Segner."

Reactionsräder zum zweiten Male theoretisch [1]) und endlich zum dritten Male am vollständigsten 1754 [2]), in welchem letzteren Falle er die ganze Maschine insofern durchaus neu und in anderer Weise anordnete, als er sie aus zwei über einander stehenden, völlig getrennten Theilen zusammensetzte. Der obere cylindrische Theil war unbeweglich und bildete einen Ring, in welchen das Aufschlagwasser fliessen und woraus es wiederum in dünnen Röhren an seinem Boden in den zweiten, darunter aufgestellten beweglichen Theil strömen sollte. Die bemerkten Ausflussröhren waren dabei unter einem Winkel geneigt, der nur mittelst der Theorie bestimmt werden konnte. Der untere bewegliche Theil, das eigentliche Wasserrad, bildete ein hohes, ebenfalls ringförmiges (oder aus doppelten Wänden gebildetes) Gefäss von der Gestalt eines abgekürzten Kegels, mit der grösseren Endfläche nach unten gerichtet und dabei um eine Verticalwelle drehbar gemacht, welche mit seiner geometrischen Achse zusammenfiel. Der Boden dieses Ringes war mit etwa 20 divergirend abwärts laufenden Ausflussröhrchen versehen, aus deren horizontal umgebogenen Enden das Wasser in die Atmosphäre strömte. Somit ist Euler der Erfinder horizontaler Wasserräder, welche aus Speise- oder Leitapparat (Leitröhrenapparat) und Rad bestehen.

Ausführungen dieses zweiten Euler'schen Rades für praktische Zwecke sind nicht bekannt geworden, wohl aber solche nach der ersten Euler'schen Idee (ohne Leitcurvenapparat).

Namentlich hat sich damit ein Franzose, Namens Manoury Dectot, verdient gemacht, der mehrere Räder, von der Anordnung, wie sie umstehende Fig. 231 und 232 erkennen lassen, für Mühlen, Fabrikwerke etc. in der Bretagne, Normandie und der Umgegend von Paris mit Erfolg [3]) in den Gang brachte.

Das Aufschlagwasser *a* wird dem Rade von unten durch eine Röhre *b* zugeführt, in welche nahe der nach aufwärts gerichteten Mündung bei *c* ein Steg eingesprengt ist, der zur Aufnahme des Spurzapfens der Verticalwelle *cm* dient, deren Gewicht bei *l* durch Frictionsrollen unterstützt ist, welche auf der festen Unterlage *k* laufen. An der Achse *cm* ist das zweiarmige, aus Blech gebildete Rad *f* befestigt und durch Stangen *g* verstrebt. Beim Durchfliessen des Wassers durch das Rad strömt ersteres in der Richtung des mit

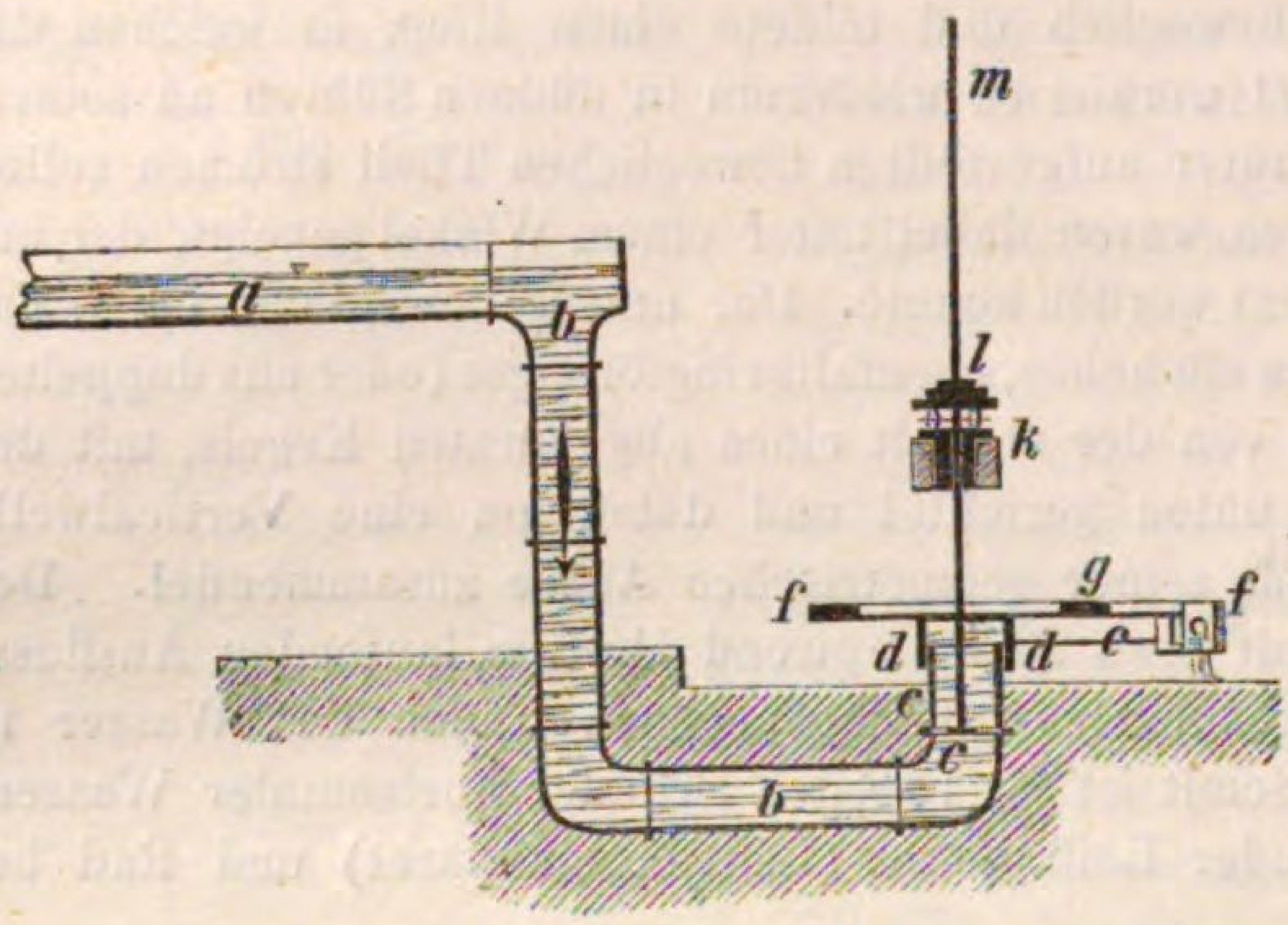
1) Memoiren der Berliner Akademie der Wissenschaften, Jahrg. 1752 (Berlin 1753). Die betreffende Abhandlung, S. 271, hat den Titel: „Application de la machine hydraulique de M. Segner, à toutes sortes d'ouvrages et de ses avantages sur les autres machines hydrauliques dont on se sert ordinairement.“

2) Ebendas., Jahrg. 1754 (Berlin 1756), S. 227, unter der Ueberschrift: Théorie plus complete des machines qui sont mises en mouvement par la réaction de l'eau.“ D'Aubuisson (Hydraulique, §. 404) giebt Pl. V eine Copie der Euler'schen Originalfigur, während Redtenbacher (a. a. O. Taf. 2, Fig. 6) dies Euler'sche Rad modernisirt darstellt.

3) Man sehe deshalb Carnot's (günstigen) Bericht über diese Reactionsräder (vierzehn der Zahl nach) in dem Journal des mines, Vol. 33, 1813, P. 79 u. 80. Unsere Abbildung ist den Navier'schen Zusätzen in Bélidor's Arch. hydraulique, P. 459, Pl. D, entlehnt.

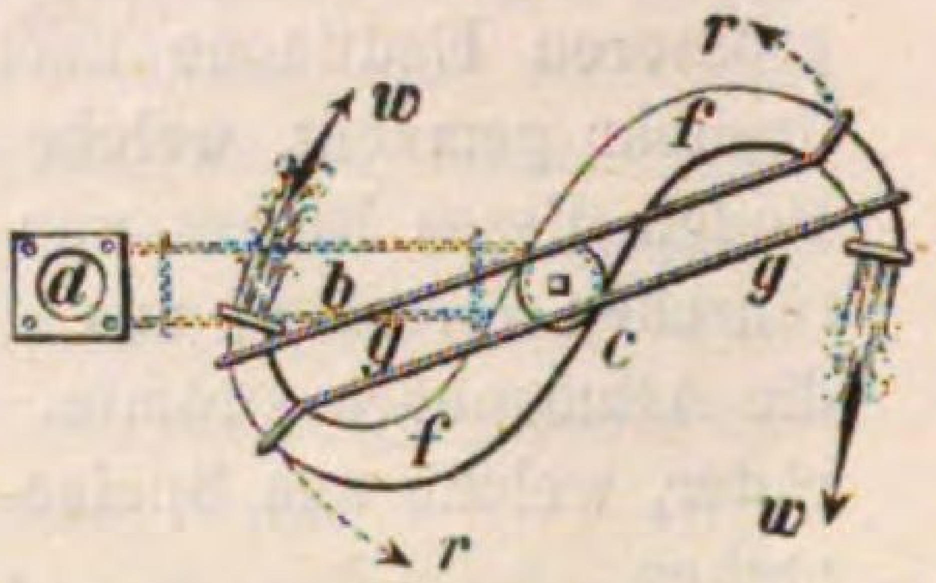
w bezeichneten Pfeiles aus, während das letztere (das Rad) sich nach der Richtung der mit *r* bezeichneten Pfeile umdreht.

Fig. 231.



Manoury hat seiner Zeit noch ein anderes eigenthümliches horizontales Wasserrad in Vorschlag gebracht, welches Carnot[1]) in einem Berichte an die Pariser Akademie

Fig. 232.



belobte und ihm den eigenthümlichen Namen „Danaide" ertheilte[2]). Fig. 233 zeigt dies Rad im Verticaldurchschnitte, sowie Fig. 234 im Grundrisse, wenn erstere Figur nach der Linie 1...2 geschnitten wird[3]).

Dabei ist *a* ein oben offenes cylindrisches Gefäss aus Weissblech, welches mittelst Armen *b* und zugehöriger Nabe auf der stehenden Welle *c* befestigt ist und mit letzterer zugleich in Umdrehung gesetzt werden kann. Der Boden *d* dieses Gefässes ist in der Mitte mit einer Oeffnung *f* versehen, durch welche die Welle *c* frei hindurchtritt, auf demselben aber überdies eine cylindrische Trommel *gg* befestigt, die oben und unten geschlossen, an ihrem kreisförmigen Mantel *h* aber offen ist. Der innere Raum dieser Trommel ist durch vertical stehende, radial gerichtete ebene Scheidewände *i* in 8 Abtheilungen getheilt, die nach aussen hin mit dem ringförmigen Raume zwischen *a* und *h*, nach innen mit der Bodenöffnung *ff* communiciren.

Dem Gefässe *a* wird durch ein seitwärts angebrachtes Rohr *k* Wasser zugeführt, wozu das Ende dieses Rohres zuerst bei *l* vertical niederwärts, weiter hin aber, nach der Ausflussöffnung *m* hin, horizontal umgebogen ist.

Hiernach erkennt man leicht, dass das Aufschlagwasser durch das concentrisch zu *a* gekrümmte Röhrenende *m* tangential gegen die Innenwand des

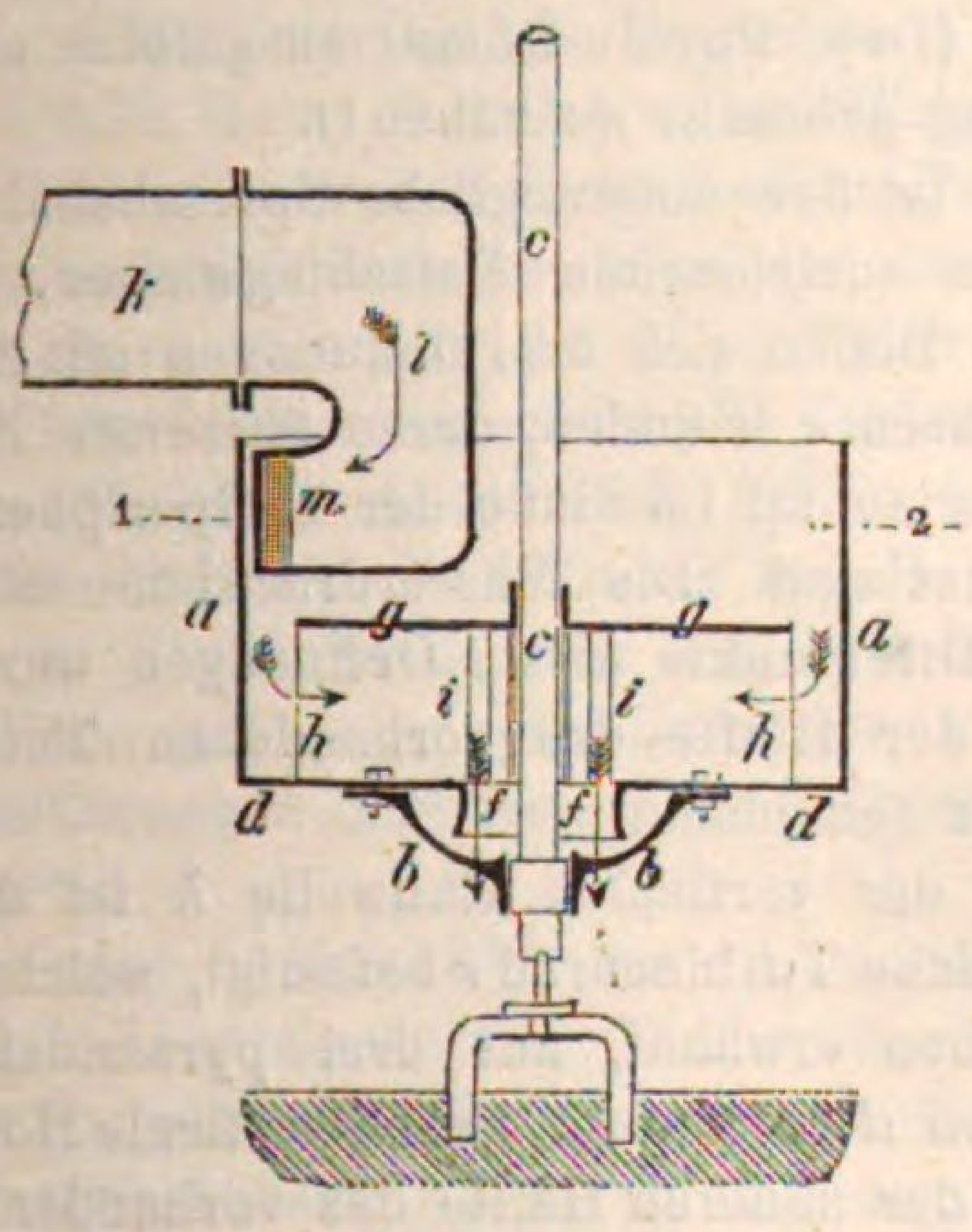
1) Journal des mines, Vol. 34, 1813, P. 213.

2) Danaiden hiessen bekanntlich die funfzig Töchter des ägyptischen Königs Danaos, welche ihre funfzig Männer in der ersten Nacht nach ihrer Verheirathung (bis auf einen) ermordeten und dafür in der Unterwelt mit der Strafe belegt wurden, Wasser in Sieben, statt der Schöpfgefässe, in ein Fass zu tragen, welches durchlöchert war, und dieser Arbeit nicht eher ledig sein sollten, als bis ihnen gelungen, das Fass auf solche Art zu füllen.

3) Abbildung und Beschreibung dieses Rades finden sich u. a. im Dictionnaire technologique, Paris 1824, Artikel „Danaide", Tom. 6, P. 371, Pl. 23, Fig. 1.

Gefässes *a* geworfen wird, an dieser Fläche hinfliesst, sich daselbst reibt, gleichzeitig aber auch dem Gefässe *a* mit allem Zubehör *hifcbd* als Ganzes eine Drehung um die verticale Welle *c* beibringt.

Fig. 233.



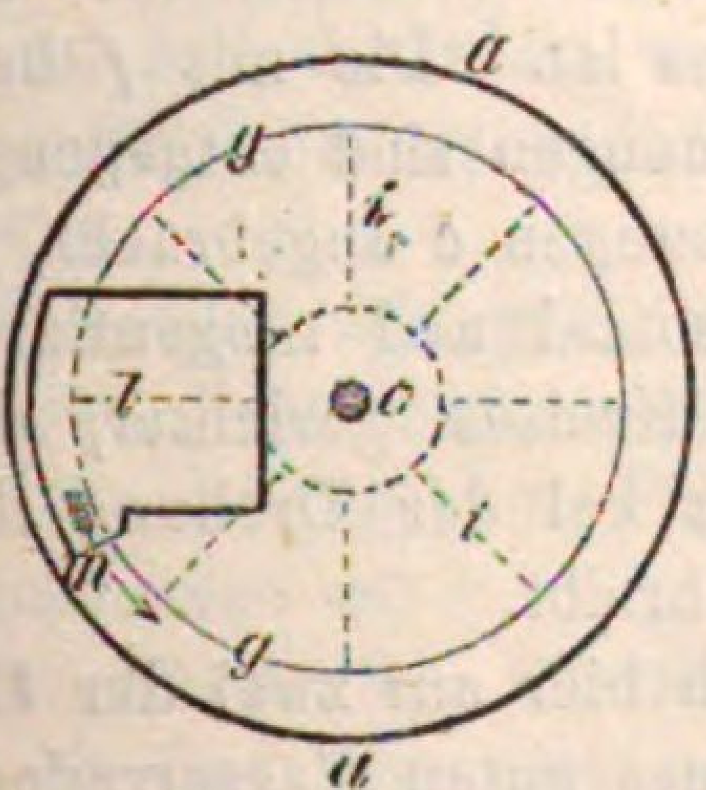


Fig. 234.

Nachdem hierdurch sämmtliches Wasser eine kreisende Bewegung angenommen hat, gelangt dasselbe zwischen die Schaufeln *i*, stösst und drückt diese und fliesst endlich durch die Bodenöffnung *ff* ab.

Da die Fliehkraft dem durch das Rad strömenden Wasser entgegenwirkt, so ist die Geschwindigkeit, womit letzteres das Rad verlässt, verhältnissmässig gering und deshalb anzunehmen, dass (abgesehen von den Verlusten wegen unvermeidlicher Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen) ein grosser Theil der dem Wasser natürlich innewohnenden Arbeit auf das Rad übertragen wird.

Navier[1]) zieht dieser Radgattung jene vor, welche Bélidor in der Arch. hydraul., §. 668, beschreibt und daselbst, Pl. I, Fig. 5, abbildet, wobei der Radkörper einen abgestutzten Kreiskegel bildet, dessen grössere Endfläche nach oben gerichtet ist, während sein Mantel spiralförmig gewundene Schaufelflächen trägt, auf welchen das Wasser herabfliesst, während das ganze Rad von einer concentrischen unbeweglichen Hülle umschlossen ist, wobei jedoch im Spielraume zwischen letzterem und dem Rade nur wenig Wasser entweichen soll. Da hier das Betriebswasser nicht so oft wie bei ersterem Rade von seiner ursprünglichen Richtung abgelenkt wird, so hält Navier dasselbe für die beste (?) aller Danaiden.

Im Jahre 1824 übergab der französische Ingenieur (en chef des ponts et chaussées) M. Burdin der Pariser Akademie der Wissenschaften ein Mémoire über horizontale Wasserräder, die er Turbinen[2]) (Kreiselräder nannte, deren Anordnung an das zweite Euler'sche Reactionsrad (mit Leitröhrenapparat) erinnerte, welches jedoch nach d'Aubuisson's Versicherung[3]) Burdin damals unbekannt gewesen sein soll (!).

Burdin's Rad unterschied sich indessen wesentlich dadurch von dem Rade Euler's, dass er das Wasser schon vom Eintrittspunkte in das Rad

1) Note §. 3 bei Bélidor, S. 460.

2) Vom lateinischen Worte „Turbo", der Kreisel.

3) Hydraulique, §. 405.

zwang, nach bestimmter Richtung, in drei pyramidalen Taschen, zu laufen, deren Achsen vertical stehen, während ihre Mäntel in die Verlängerung der Flächen eines hohlen Cylinders fallen. Ein solches Rad, welches Fig. 235 im Verticaldurchschnitte und Fig. 236 im Grundrisse darstellt, scheint **Burdin** zuerst 1826 zum Betriebe einer Mühle in Ardes (Dép. Puy-de-Dôme) ausgeführt und in Gang gebracht zu haben[1]).

Fig. 235.

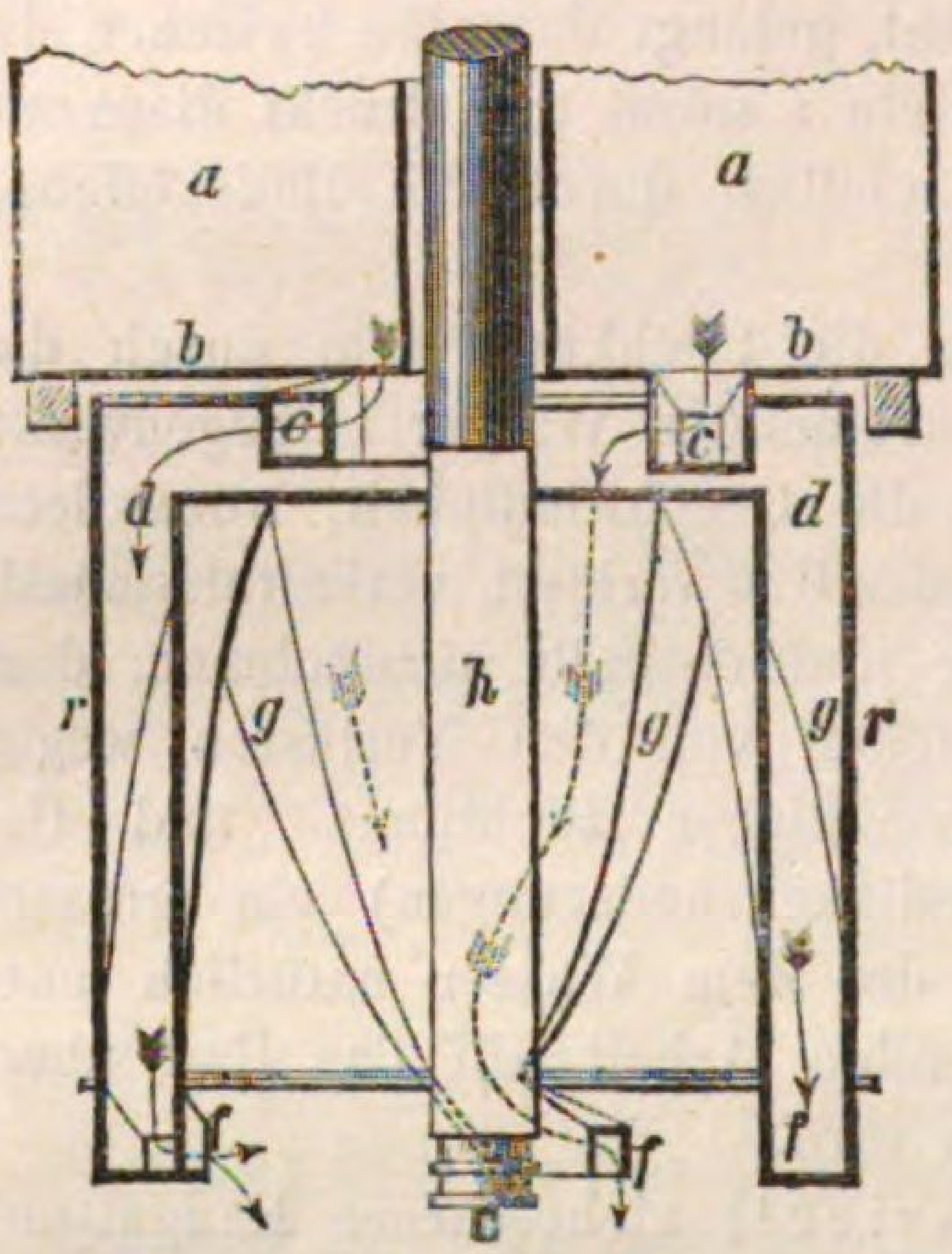
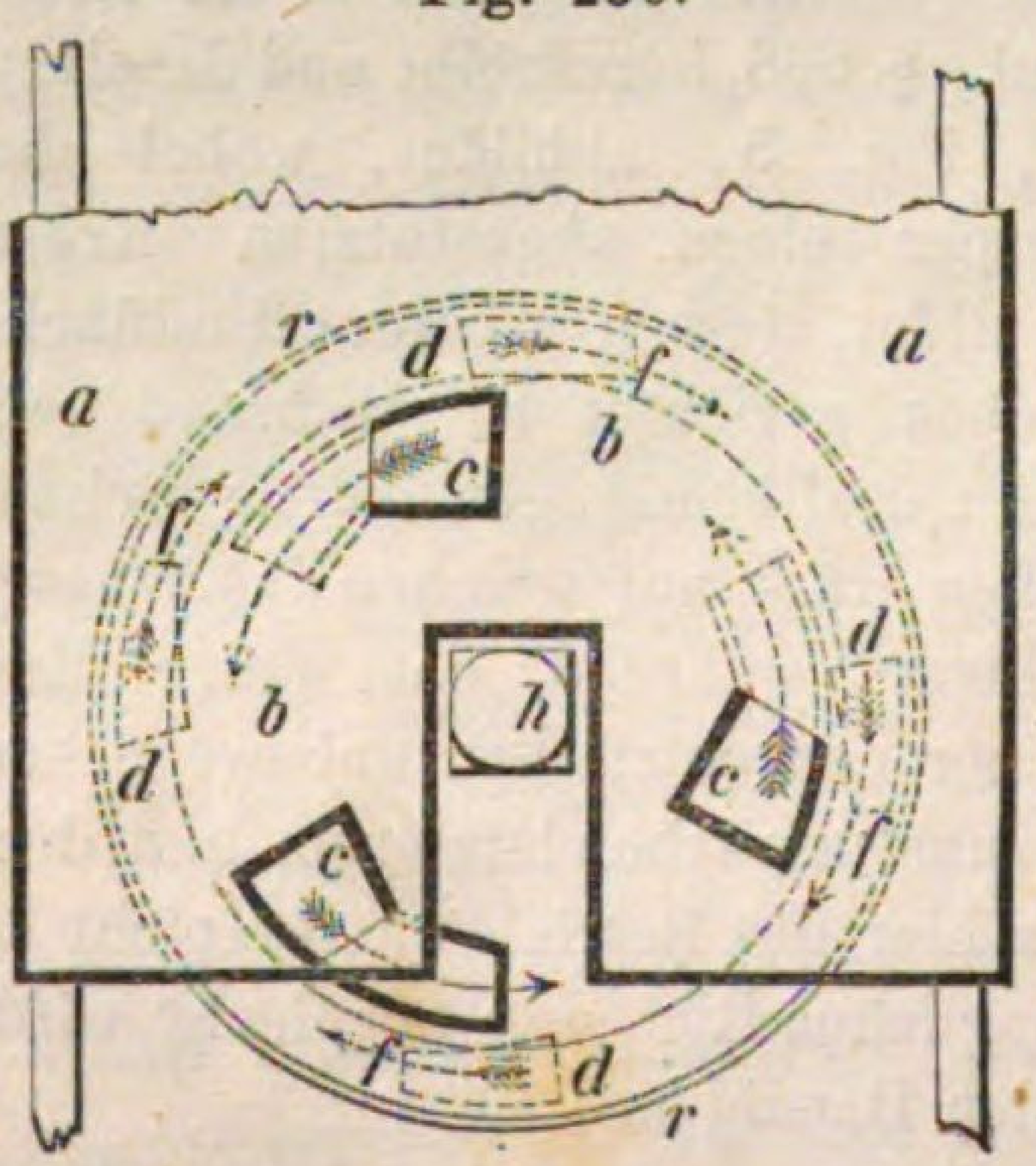


Fig. 236.



aa ist der unbewegliche Speisebehälter für das zuströmende Aufschlagwasser, an dessen Boden sich drei Oeffnungen mit Ansatzröhren *c* befinden, deren äusserste Enden horizontal im Sinne der Radperipherie gerichtet sind. Die Wasserdruckhöhe über dem Mittelpunkte dieser Oeffnungen wurde gleich der Hälfte des vorhandenen Totalgefälles genommen.

An der verticalen Radwelle *h* ist das eigentliche Turbinenrad *r* befestigt, welches, wie schon erwähnt, aus drei pyramidalen Taschen *dgf* besteht, deren verticale Höhe gleich der anderen Hälfte des vorhandenen Totalgefälles ist. Die mit *f* bezeichneten Ausflussöffnungen sind entgegengesetzt den Einflussöffnungen *c* angebracht, jedoch wie diese horizontal und tangential zum Umfange des Kreises gerichtet, welchen ihr Mittelpunkt bei der Drehung des ganzen Rades beschreibt.

Obgleich hier auf zwei der Haupterfordernisse eines guten Wasserrades wohl Bedacht genommen war, nämlich, dass beim Eintritte des Wassers kein Stoss erfolgt und die absolute Austrittsgeschwindigkeit gleich Null ist, so realisirten sich doch, zufolge mancher Umstände, diese Bedingungen bei der praktischen Ausführung nicht derartig, um das Rad zu denjenigen zählen zu können, welche allen gerechten und wünschenswerthen Anforderungen entsprechen.

Nicht viel besser ging es **Burdin** mit einer zweiten Gattung horizontaler Wasserräder, die er Turbinen mit wechselseitiger Ausleerung (Turbines à évacuation alternative) nannte, wobei die den Radcylinder ausfüllenden Canäle mit ihren (sonst wie bei der vorigen Turbine gestalteten) Ausflussöffnungen in drei verschiedenen äquidistanten Kreisen ausmündeten, womit erreicht werden sollte

1) Unsere Abbildungen sind der Abhandlung über diese Turbinen, welche **Burdin** selbst verfasste, Ann. des mines, Deuxième Série, Tom. III, 1828, P. 517, Pl. VIII, entnommen.

dass das aus einem der Canäle fliessende Wasser nicht von dem des Nachbarcanales gestört wird. Ausserdem reichte der Speisebehälter und Zugleitungsapparat nicht über die ganze Radoberfläche, sondern erstreckte sich nur über etwa $1/_6$ der Radzellen, so dass man die ganze Anordnung als eine Turbine mit partieller Beaufschlagung bezeichnen musste.

Eine derartige, zu Pont-Gibaud (Puy-de-Dôme) ausgeführte Turbine soll (bei 3,24 Meter Gefälle) einen Wirkungsgrad von 67 Proc. gegeben haben [1]).

Setzt man den Nutzeffect des Rades auch wirklich von dieser Grösse voraus, so hätte derselbe unfehlbar eine noch bedeutendere Höhe erreichen können, wäre auch hier der Hauptfehler (aller Burdin'schen Turbinen), nämlich der vermieden, dass nicht alle Radcanäle continuirlich auf einander folgen.

Während dieser Zeit (1826) hatte die Soc. d'encouragement in Paris einen Preis von 6000 Francs auf die Herstellung von Turbinen ausgeschrieben, die im Stande sind, sich den Poncelet- und oberschlägigen Rädern gleich zu stellen, und deren praktische Brauchbarkeit bereits durch völlig gelungene Ausführungen und betreffende dynamometrische Messungen zu documentiren sind [2]).

Am 1. Mai 1827, wo die eingegangenen Preisbewerbungen eröffnet wurden, erkannte man nur die Arbeit eines Einzigen für beachtenswerth, und zwar des vorgenannten Ingenieurs Burdin. So verdienstvoll man indessen seine Leistungen bezeichnete, so musste man doch erklären, dass ihm die Lösung der gestellten Aufgabe nicht vollständig gelungen war, weshalb man ihm zur Anerkennung 2000 Francs verlieh, den Concurs jedoch bis zum 1. Juli 1829 verlängerte [3]).

Im Jahre 1826 schlug Poncelet [4]) ein horizontales Wasserrad vor, welches mit seinem bekannten verticalen Rade (S. 336) Aehnlichkeit hatte. Man sehe hierzu die beigegebene Fig. 237, welcher der Originalabhandlung Poncelet's entnommen ist.

Hierbei gelangt das Wasser in tangentialer Richtung am äusseren Umfange A in die Radzellen, die vertical zwischen zwei horizontalen Kränzen befestigt sind, durchläuft diese Zellen unter Entgegenwirkung der Fliehkraft, tritt am inneren Radumfange B aus denselben, und zwar mit einer absoluten Geschwindigkeit, die sich beinahe Null oder mindestens sehr klein machen

1) Abbildung und Beschreibung dieser Turbine findet sich in den Ann. des mines, troisième Série, Tom. III, 1833, P. 85, P. I.

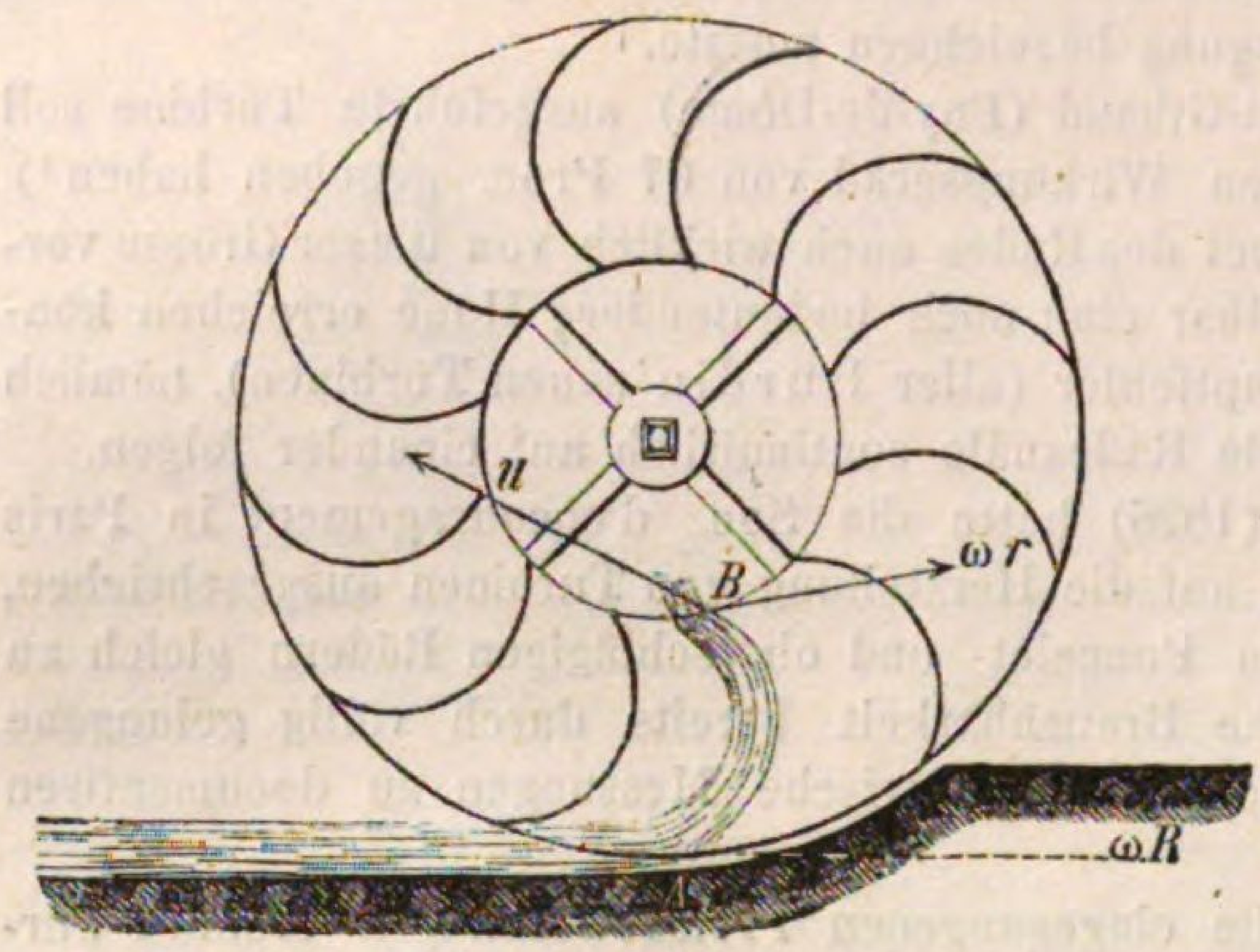
2) Nach dem Bulletin d'encouragement, 27e Année, P. 395, verlangte man von dem zu prämiirenden Rade hauptsächlich: 1) dass es für geringe Gefälle von $0^m,20$ bis $2^m,0$ und bei grossen Wassermassen mindestens den doppelten Effect der gewöhnlichen unterschlägigen Wasserräder in geraden Gerinnen liefere; 2) dass es für Gefälle von 3 bis 6 Metern mit den guten rücken- oder oberschlägigen Rädern zu concurriren vermöge; 3) dass es in allen Fällen von geringerem Gewichte sei, als ein verticales Wasserrad unter sonst gleichen Umständen; 4) dass es bei grosser Kraftentwicklung einen geringen Raum einnehme.

3) Bulletin d'encouragement, 27e Année, P. 399.

4) Cours de mécanique aux machines, Sect. VII, §. 62.

lässt. Nach Morin[1]) sind Räder dieser Art im südlichen Frankreich, namentlich in Toulouse, aufgestellt und in Gang gebracht worden.

Fig. 237.



Alle sonstigen, mehr oder weniger vergeblichen Bemühungen führten ebenfalls nicht dahin, die von der Soc. d'encouragement gestellte Aufgabe in rechter Weise zu lösen, vielmehr gelang dies einzig und allein einem Schüler Burdin's, dem französischen Civil-Ingenieur Fourneyron zu Besançon, dem auch von der genannten Gesellschaft der ausgesetzte Preis am 24. December 1833 zuerkannt wurde[2]).

Die charakteristischen äusseren Merkmale dieses horizontalen Wasserrades sind, dass zwei Räder concentrisch in einander liegen, wovon das innere, unbewegliche, das Leitrad, das äussere das Turbinenrad ist, sowie dass das Wasser vom Leitrade aus in allen Punkten des inneren Turbinenumfanges gleichmässig eintreten und nach Abgabe seiner lebendigen Kraft an letzteres ebenso an allen Punkten des äusseren Radumfanges austreten kann[3]).

1) Comptes rendus, 1846, Tom. XXII, P. 1026 etc., und Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1846, S. 508.

2) Bulletin d'encouragement, 32e Année, P. 414 bis 427.

3) Herr Hofrath Redtenbacher bezeichnet in der zweiten Auflage seines vortrefflichen Werkes: „Theorie und Bau der Turbinen," S. 3, den Ingenieur Burdin als denjenigen, welchem die Grundidee des heutigen Fourneyronschen Rades gebühre. Ich bedauere aufrichtig, trotz aller Hochachtung vor dem mir befreundeten tüchtigen Manne, diesem so lange widersprechen zu müssen, als die Quellen unbekannt sind, aus welchen Herr Hofrath Redtenbacher seine Annahme schöpfte. Alles, was mir von gedruckten Actenstücken in den vortrefflichen Bibliotheken der polytechnischen Schule in Hannover und der Universität Göttingen zu Gebote stand, enthält durchaus nichts, woraus man eine solche Angabe mit Gewissheit schöpfen könnte.

Der Berichterstatter über die bei der Soc. d'encouragement eingegangenen Concursarbeiten (Héricart de Thury) erwähnt nicht das Geringste, was die Priorität der Idee als Eigenthum Burdin's bezeichnen könnte. Burdin selbst, der 1836 (Ann. des mines, troisième Série, Tom. X, P. 499) eins der ersten (in Gisors unweit Rouen) Fourneyron'schen Räder erwähnt, bemerkt dabei eigentlich nur, dass er sich mit der Anordnung derselben nicht einverstanden erklären könne. Das Einzige, was hierzu berechtigen dürfte, ist eine Bemerkung Pon-

Bei der Einreichung seiner Concursarbeit konnte Fourneyron der Soc. d'encouragement bereits drei Turbinen als wohl gelungen, mit sehr bedeutenden (wenn auch etwas zu hoch, bis zu 80 Proc., angegebenen) Wirkungsgraden vorführen, nämlich eine zum Betriebe einer Sägemühle in Pont-de-l'Ognon (Haute-Saône) schon 1827 ausgeführt, eine zweite für ein Gebläse zu Dampierre (Jura) und eine dritte für die Hammerwerke zu Fraisans (Doubs).

Die am letzteren Orte im Gange befindliche Turbine zeigt in den Haupttheilen umstehende Fig. 238 im Verticaldurchschnitte, sowie Fig. 239 (S. 373) die Turbine *A* nebst zugehörigem Leitcurvenapparat *K* im Grundrisse darstellt.

Man erkennt leicht, dass das Rad oder die eigentliche Turbine *A* mit vertical aufgestellten krummen Schaufeln ausgestattet und durch eine Art (vertieften) Teller *B* (armartig) mit der vertical stehenden Welle *D* fest verbunden ist.

Letztere wird von einem unbeweglichen gusseisernen Rohre *G* umgeben, welches oben bei *H* gehörig aufgehangen ist, um unterhalb eine Hülse *J* aufschieben zu können, die zum Tragen eines Tellers *K* bestimmt ist, auf welchem die gekrümmten Leitcurven befestigt sind und wodurch das Wasser dem Rade

celet's in der Einleitung zu seiner „Théorie des effets mécaniques de la turbine Fourneyron" (Akademiesitzung vom 30. Juli 1838), welche also lautet:

„M. Burdin avait même imaginé quelques dispositions de turbines qui offraient beaucoup d'analogie avec la machine qui nous occupe (turbine Fourneyron), et dont la description se trouve consignée dans un Mémoire inédit, présenté à la soc. d'encouragement pour le concours de mai 1827; mais outre que cette date est aussi à peu près celle de l'époque où M. Fourneyron a construit sa turbine d'essai à Pont-sur-l'Ognon, on doit encore reconnaître, que ce n'étaient là que des conceptions fort éloignées du but à atteindre, en elles-mêmes très imparfaites, et qui, pour réussir lors de l'exécution effective, eussent exigé diverses modifications, divers perfectionnements très importants, dans le système général des constructions. La qualité essentielle de la turbine Fourneyron, ne réside pas seulement dans la properété qu'elle possède de marcher très vite et de pouvoir être noyée dans l'eau du bief inférieur; mais bien, residons-le, dans cette heureuse idée de faire arriver l'eau horizontalement par tout le pourtour intérieure de la roue, et de faire dégorger par la partie la plus étendue, par sa conférence extérieure."

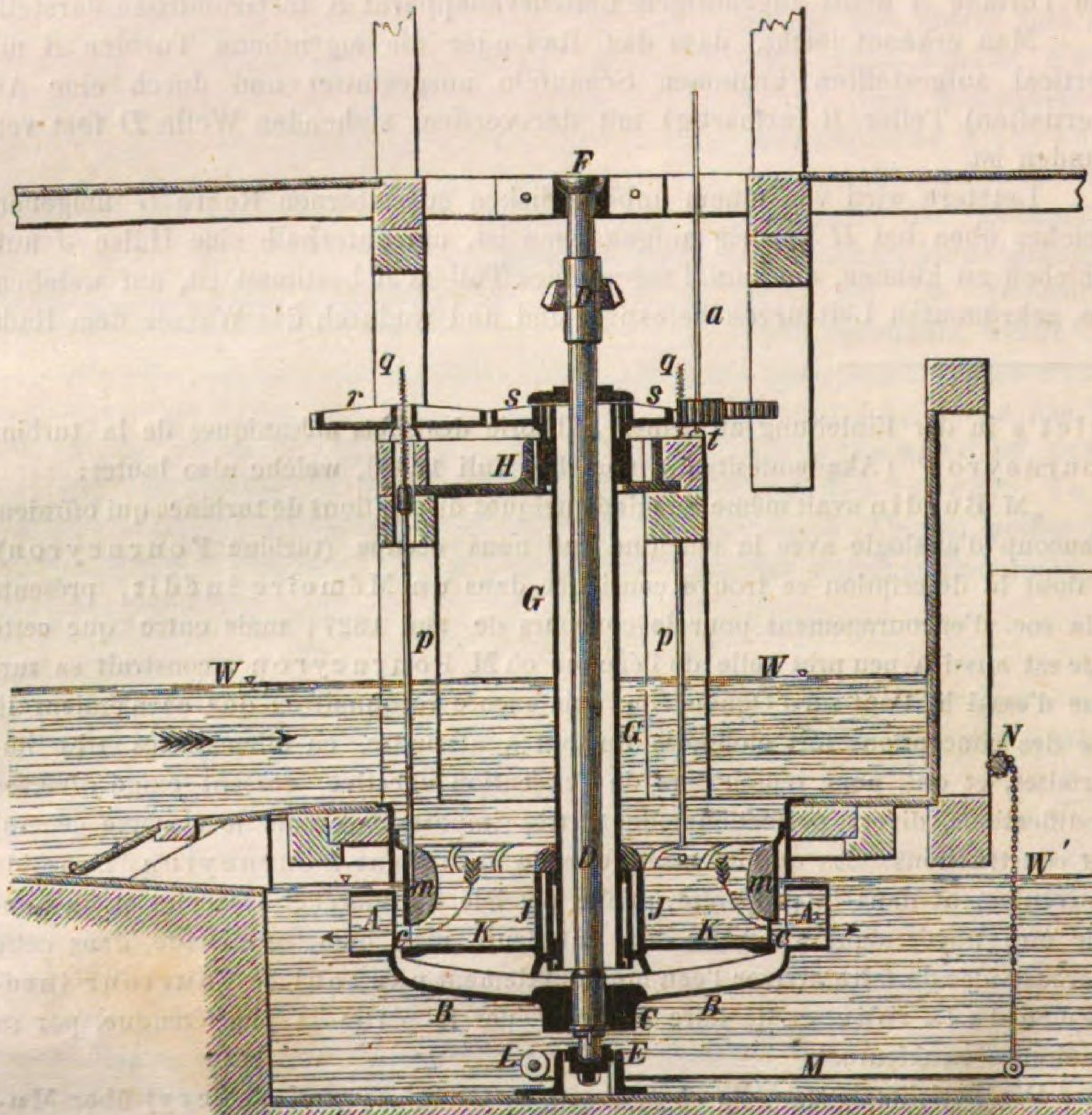
Die Berichterstatter (Prony, Arago, Gambey und Savery) über Morin's Mémoire „Expériences sur les turbines de M. Fourneyron", Paris 1838, bemerken S. 2 ausdrücklich, dass Burdin horizontale Wasserräder construirt habe, wo das Leitcurvenrad über dem Turbinenrade, aber letzteres nicht innerhalb des ersteren angebracht ist.

D'Aubuisson in der zweiten Anflage seiner „Hydraulique", die zwei Jahre später (1840) erschien, widmet dem geschichtlichen Theile der Turbinen besondere Aufmerksamkeit und hebt §. 398 ausdrücklich Nachstehendes hervor:

M. Burdin a aussi résolu le problème consistant à donner convenablement l'eau à une roue horizontale à aubes courbes. Il a aussi composé sa machine de deux parties, l'une fixe et l'autre mobile; mais au lieu de les placer concentriquement l'une à l'autre, il a mis la seconde au dessous de la première."

A auf möglichst vortheilhafte Weise zugeführt wird. Zur Regulirung der Menge des aus den Leitcurvenenden fliessenden Wassers ist ein ringförmiger Schütze *cm* (aus dünnem Blech gebildet) vorhanden, der nach Belieben auch den freien Raum (die Spalte) *i* (Fig. 239) zwischen Leitcurvenapparat *K* und Rad *A* völlig absperren, also den Austritt des Aufschlagwassers gänzlich verhindern kann, wozu überdies auch der höchste Rand über *m* mit einer Lederstulpliederung versehen ist.

Fig. 238.

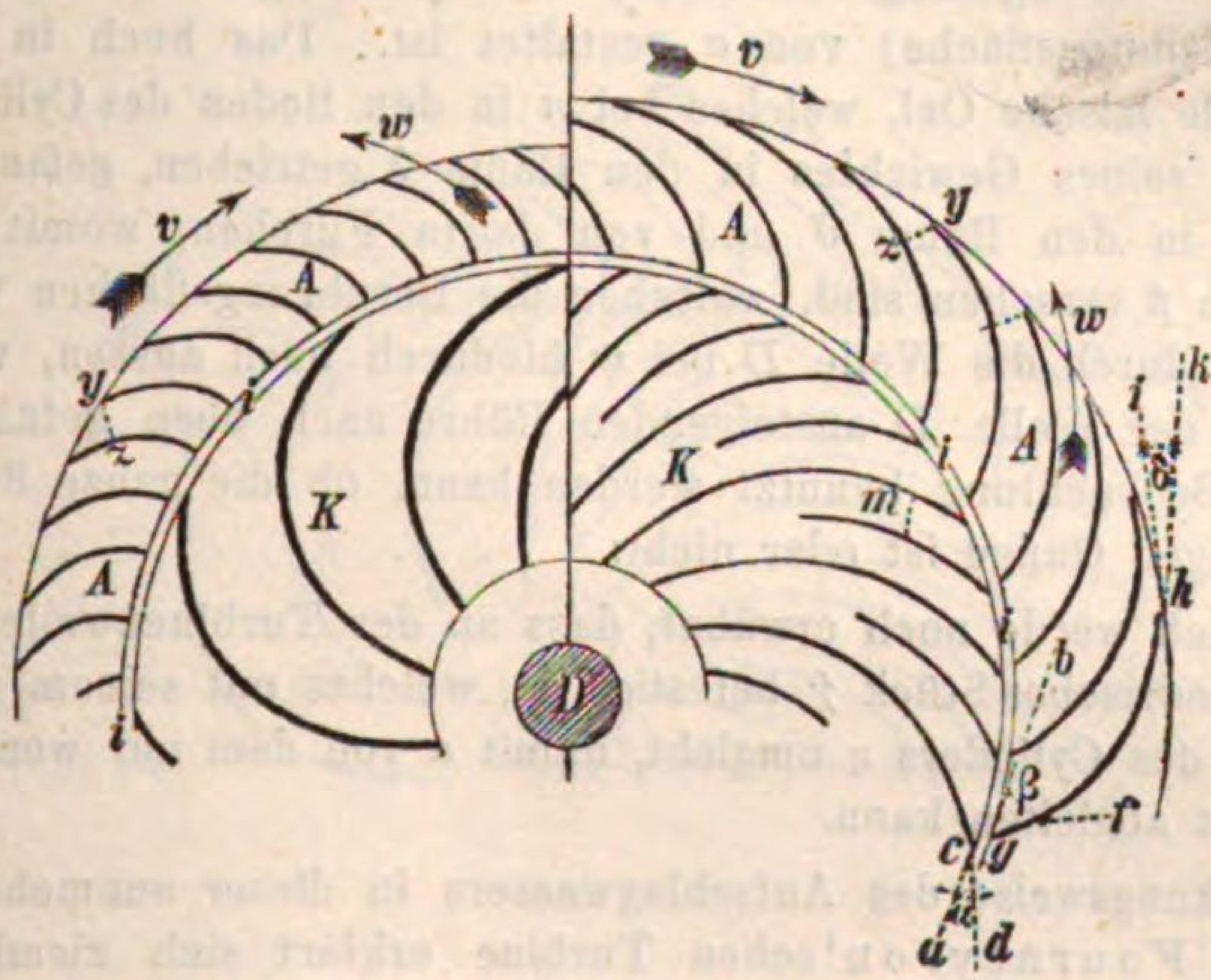


Um daher die Turbine *A* in Gang zu setzen, muss dieser Schütze (so wie Fig. 238 zeigt) mehr oder weniger aufgezogen sein, wobei der Ausfluss des Wassers dadurch so günstig wie möglich gemacht ist, dass man an dem inwendigen Mantel des Schützens gehörig abgerundete Holzbacken *m* befestigte, die zwischen den äussersten Leitcurvenenden Platz finden und die durch die Schützenöffnung strömenden Wasserfäden möglichst parallel legen. Die Bewegung dieses Schützens *cm* oder die jedesmalig erforderliche Stellung desselben wird in nachbemerkter Weise zu Stande gebracht.

Der ganze Schützencylinder ist an drei Stangen *pp* aus Rundeisen auf-

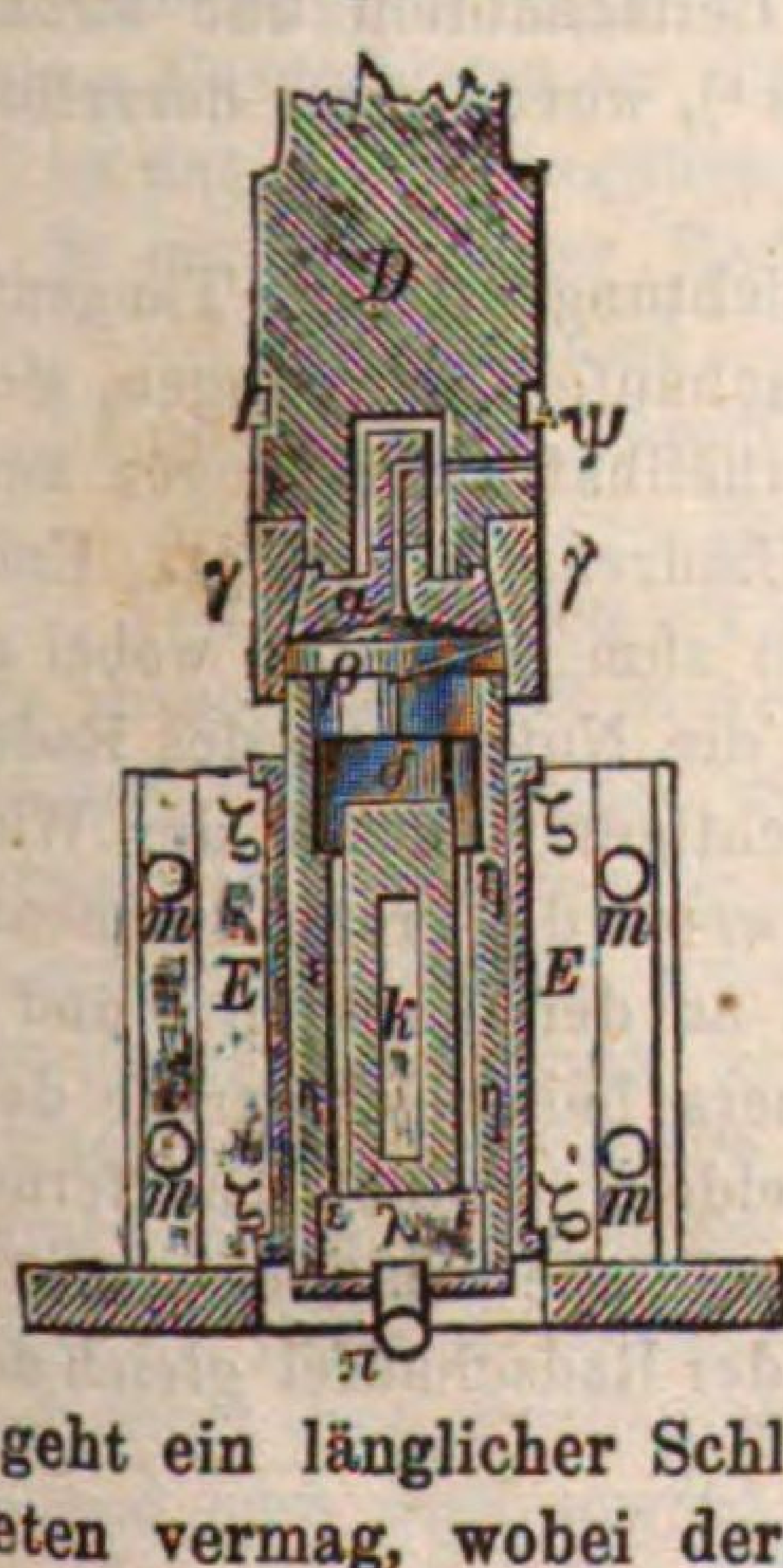
gehangen, an deren oberen Enden *q* Schrauben eingeschnitten, deren Muttern in den Naben von eben so viel Stirnrädern *r* angebracht sind. Mit letzteren Rädern in gleichzeitigem Eingriffe steht das Stirnrad *s*, welches, rund laufend,

Fig. 239. Fig. 240.



auf dem gehörig abgedrehten und sonst entsprechend angeordneten oberen Ende der unbeweglichen Röhre *G* aufgesteckt ist und durch anderweites Räderwerk *t* (wohl auch mit dazwischengebrachter endloser Schraube) durch eine Welle *a* in Umdrehung gesetzt werden kann, die zu letztgedachtem Zwecke oben (in Fig. 238 weggelassen) eine Kurbel oder ein Handrad trägt. Ganz besondere Sorgfalt hat Fourneyron auf den überall von Wasser umgebenen unteren oder Spurzapfen gewandt, worauf die ganze Turbine *A* mit ihrer Welle *D* und Zubehör läuft. Fig. 241 stellt denselben in grösserem Maassstabe dar, wenn man die Welle *D* in verticaler Richtung durchschneidet.

Fig. 241.



Der in Fig. 238 mit *E* bezeichnete zweitheilige Lagerständer[1]) ist mit einem hohlen Messingcylinder *ζ* (Fig. 241) ausgefüttert, in welchem ein zweiter Cylinder *η* eingebracht ist, der mittelst eines Hebels *LM* (Fig. 238) höher oder tiefer gestellt werden kann. Quer durch den Cylinder *η* geht ein länglicher Schlitz *k*, durch welchen der Hebel *M* frei hindurch zu treten vermag, wobei derselbe jedoch mit einem erhöhten Ansatze an einer Stelle der oberen Fläche des Schlitzes *k* anliegt, um nach Umständen auf die Hebung des Cylinders *η* wirken zu können.

Die Lagerschale oder Pfanne, welche sich mit der Welle *D* zugleich dreht, ist in Fig. 241 mit *α* bezeichnet und besteht der betreffende Körper aus einem

1) Beide Theile von *E* werden durch Schrauben *mm* zusammengehalten.

conischen und aus einem (dünner en) cylindrischen Theile, welche beide mit einem Leitcanale für das nach aussen abzuführende Oel durchbohrt sind. Der im Cylinder η unbeweglich gehaltene Zapfen β besteht aus zwei cylindrischen Theilen von verschiedenen Durchmessern, wovon der weitere oberhalb mit einer kugelförmigen Wölbung ausgestattet ist, die äquidistant zur Innenfläche (und eigentlichen Reibungsfläche) von α gestaltet ist. Das hoch in einer Röhre herabkommende frische Oel, welches bei π in den Boden des Cylinders η tritt, wird vermöge seines Gewichtes in den Raum λ getrieben, gelangt in dünnen Bohrungen $\varepsilon\varepsilon$ in den Raum δ und von da in Furchen, womit Mantel und Oberfläche von β versehen sind, zwischen die Berührungsflächen von α und β, endlich weiter durch die Welle D bei ψ hindurch nach aussen, wo es wieder in einer längs der Welle D ansteigenden Röhre nach oben geführt und dort zugleich zur Beobachtung benutzt werden kann, ob die ganze Schmieranordnung im richtigen Gange ist oder nicht.

Schliesslich werde noch erwähnt, dass an der Turbinenwelle D noch ein äusserlich cylindrisches Stück γ befestigt ist, welches mit seinem unteren Ende den Obertheil des Cylinders η umgiebt, damit α von dem nur wenig gewölbten Zapfen β nicht abgleiten kann.

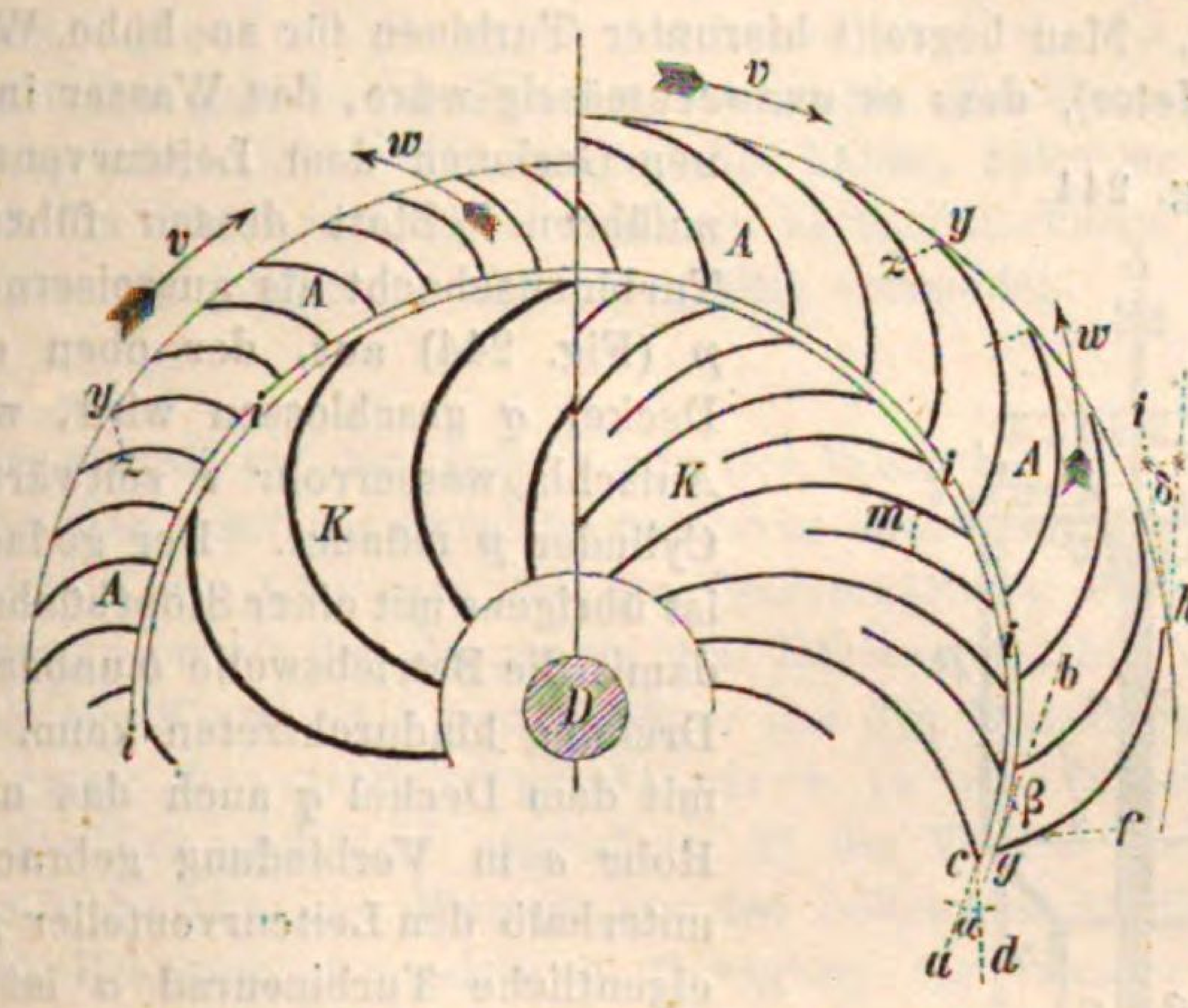
Die Wirkungsweise des Aufschlagwassers in dieser nunmehr vollständig beschriebenen Fourneyron'schen Turbine erklärt sich ziemlich einfach. Nachdem das Wasser, dessen Spiegel in Fig. 238 mit W bezeichnet ist, in einem Gerinne, einer sogenannten Radstube, zugeführt wurde, in deren Mitte der Boden cylindrisch ausgeschnitten und mit einem Schachte versehen ist, gelangt dasselbe in das Bereich der unbeweglichen Leitschaufeln und strömt aus deren Enden unter Winkeln acd (Fig. 243) heraus[1]), wovon einer derselben in letzterer Skizze mit α bezeichnet wurde.

Hierauf bestrebt sich das Wasser, in schräger Richtung cd (zur Tangente ac) geradlinig fortzugehen, wird jedoch von den Radschaufeln gezwungen, sich krummlinig zu bewegen, wobei es gegen letztere vortheilhafte Pressungen ausübt und das Rad in der Richtung der Pfeile v zur Umdrehung nöthigt. Endlich gelangt das Wasser am Ende der Radschaufeln zum Austritte, wobei es in das Unterwasser W' übergeht, ohne dass letzteres die Nutzarbeit des Rades (merklich) zu beeinträchtigen im Stande ist. Bei richtiger Auswahl der Winkel $acd = \alpha$ und $bgf = \beta$, unter welchen beziehungsweise die ersten Elemente der Leit- und Radschaufeln gegen die Kreistangenten an den Punkten c und g geneigt sind, lässt sich (fast) aller Stoss des Wassers beim Uebertritte desselben aus dem Leitcurvenapparate in das Rad vermeiden. Ordnet man ferner auch den Winkel $ihk = \delta$ möglichst klein an und sucht die relative Austrittsgeschwindigkeit des Wassers am äussersten Ende h der Radschaufel gleich der

1) Der eine Quadrant (Fig. 242) zeigt die Anordnung der Leitschaufeln und Radcurven, wie sie Fourneyron zuerst (wahrscheinlich absichtlich ziemlich falsch) bekannt machte, während der andere Quadrant (Fig. 243) erkennen lässt, wie betreffende Curven angeordnet werden müssen (und wohl auch von Fourneyron, mit Ausnahme dass er den Winkel $bgf = \beta = 90$ Grad nahm, stets so hergestellt worden), wenn man möglichst hohe Nutzeffecte erlangen will.

Umfangsgeschwindigkeit des Punktes *h* zu machen, so lassen sich überhaupt bei dieser Turbine (fast) alle Anforderungen befriedigen, die man an ein vollendet gutes horizontales Wasserrad machen kann. In der That vermag die Fourneyron'sche Turbine bei richtiger Construction und guter Ausführung, wenn auch nicht ganz, so doch in hohem Grade, den drei Grundbedingungen eines hohen Nutzeffectes zu entsprechen, nämlich:

Fig. 242. Fig. 243.



1) das Aufschlagwasser ohne Stoss in das Rad zu führen;

2) im Innern der Radcanäle die Bewegungsstörungen zu einem Minimum zu machen, und

3) das Wasser (ziemlich) ohne absolute Geschwindigkeit (nur mit der relativen, der des Radumfanges gleichen) zum Austreten zu zwingen.

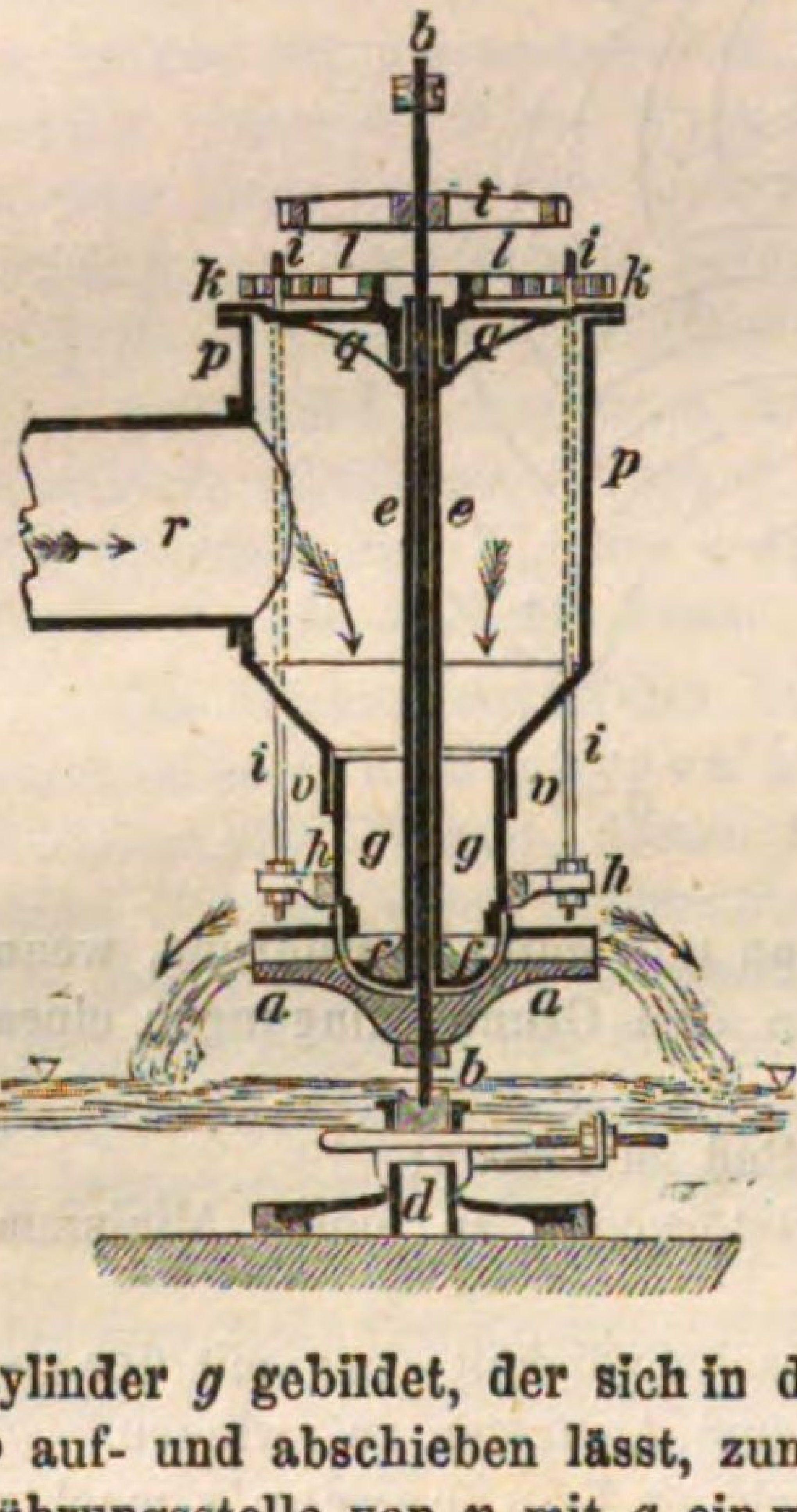
Von den ersten mit Erfolg ausgeführten Turbinen Fourneyron's machte des ausserordentlich hohen Gefälles wegen die Turbine zu St. Blasien im badischen Schwarzwalde, wovon umstehende Fig. 244 den Verticaldurchschnitt darstellt[1]), das allergrösste Aufsehen, und der Verfasser gehörte seiner Zeit selbst zu denjenigen, welche nach St. Blasien wanderten, um dies Wunderwerk der neueren Hydraulik im Gange beobachten zu können. Man denke sich das Aufschlagwasser von 108 Meter (also thurmhoch) in mächtiger Röhrenleitung herabkommen, dies einem kleinen horizontalen Wasserrade von nur $1^2/_3$ franz. Fuss (0^m,550) Durchmesser zugeführt, das pro Minute 2300 Umläufe macht und dabei eine mechanische Arbeit von dreissig bis vierzig Pferden entwickelt — und man wird sowohl staunen, als den genialen Kopf preisen müssen, der

1) Diese Skizze ist der Flugschrift des Verfassers: „Die horizontalen Wasserräder," Chemnitz 1840, entlehnt. Vollständige, nach Maass gezeichnete Abbildungen dieser für alle Zeiten in der Geschichte wichtigen Turbine findet man in dem englischen Werke: „The engineer and machinist's assistant," Glasgow 1853, P. 77, Pl. 84 bis 87.

es verstand, Vorurtheile zu bekämpfen und der Industrie Wasserkräfte nutzbar zu machen, zu deren Aufnahme jede der vorher bekannten Maschinerien geradezu unbrauchbar genannt werden musste!

Die Turbine von St. Blasien giebt zugleich ein schönes Beispiel derjenigen Gattung von Turbinen ab, welche mit dem Namen Hochdruckturbinen bezeichnet werden. Man begreift hierunter Turbinen für so hohe Wassergefälle (über 5 bis 6 Meter), dass es unzweckmässig wäre, das Wasser in oben offenen Gerinnen dem Leitcurvenschachte zuzuführen. Statt dessen führt man den Turbinenschacht als gusseisernen Cylinder p (Fig. 244) aus, der oben durch einen Deckel q geschlossen wird, während das Aufschlagwasserrohr r seitwärts in diesen Cylinder p mündet. Der gedachte Deckel ist übrigens mit einer Stopfbüchse versehen, damit die Betriebswelle b unbeschadet ihrer Drehung hindurchtreten kann. Ferner ist mit dem Deckel q auch das unbewegliche Rohr e in Verbindung gebracht, welches unterhalb den Leitcurventeller f trägt. Das eigentliche Turbinenrad a ist wieder auf dem horizontalen Rande einer in der Mitte vertieften Schale angebracht, die, ähnlich wie bei der „Niederdruckturbine" (Fig. 238), mit einer Art Nabe auf der Welle b gehörig befestigt ist.

Fig. 244.



Der Schützenzug wird (bei der Turbine von St. Blasien, Fig. 244) durch einen Hohlcylinder g gebildet, der sich in dem unteren, entsprechend verengten Halse von p auf- und abschieben lässt, zum Zwecke gehöriger Dichtung aber an der Berührungsstelle von p mit g ein wohl angeordnetes (in der Figur weggelassenes) Stopfzeug findet. Zum Auf- und Abschieben des Schützencylinders g ist an demselben ein dreiarmiger Ring h angebracht, woran die unteren Enden von Zugstangen i befestigt sind, die, ganz so wie bei Fig. 238, oberhalb in Schrauben i auslaufen, deren Muttern sich in den Naben von Stirnrädern k befinden, die alle (drei) wieder in ein und dasselbe grosse Zahnrad l greifen, welches um den erweiterten Hals der Stopfbüchsenfortsetzung drehbar ist etc.

Während Fourneyron bereits viele Turbinen der beiden im Vorstehenden erörterten Hauptformen (Nieder- und Hochdruck) mit entschiedenem Erfolge ausgeführt und in Gang gebracht hatte, war es Keinem gelungen, eine mathematische Theorie derselben aufzustellen, die mit den Erfahrungsresultaten in rechtem Einklange stand.

Erst im Jahre 1838 löste Poncelet[1]) die wichtige Aufgabe, und zwar

1) Théorie des effets mécaniques de la turbine Fourneyron. Dans les comptes rendus des séances de l'Académie des sciences. Séance du 30. Julliet 1838.

auf so gründliche Weise, dass alle heutigen, guten und brauchbaren Turbinentheorien nach dieser gebildet sind.

Schon vorher (1836 bis 1837) hatte Morin an mehreren Fourneyronschen Turbinen werthvolle dynamometrische Messungen vorgenommen [1]), die, jetzt mit Poncelet's Theorie verglichen, die Richtigkeit der letzteren erkennen liessen. Morin's Versuche würden seiner Zeit, wo man anderwärts noch wenige oder gar keine Forneyron'schen Turbinen im Gange beobachten konnte, wesentlichen Nutzen gestiftet haben, hätte er die Angabe der hauptsächlichsten Maassverhältnisse seiner Versuchsturbinen (wahrscheinlich in Fourneyron's Interesse) nicht sorgfältig vermieden.

Diese Theorie, überall auf das Princip von der Erhaltung der lebendigen Kräfte basirt, verfolgt den Lauf des Aufschlagwassers in nachbemerkten vier Abschnitten und bildet hierauf die Gleichung für das Güteverhältniss, aus welcher schliesslich die Bedingungen für das Maximum des Effectes entlehnt werden: 1) wird die Bewegung des Wassers bis zum Ausfluss aus den Leitcurvenenden mit Berücksichtigung der Druckverhältnisse in der Spalte zwischen Leitcurventeller und Rad entwickelt; 2) der Verlust an Stoss berechnet, welcher beim Uebertritte des Wassers aus den Leitcurven in die Radzellen entsteht; 3) die Gleichung der relativen Bewegung des Wassers im Innern der Radcanäle abgeleitet; 4) der Ausdruck für die absolute Austrittsgeschwindigkeit aufgestellt. Dabei führt Poncelet allerdings vollständig nur den Fall durch, dass das erste Element der Radschaufeln auf dem inneren Umfange des Rades normal steht, deutet indessen in einer Note auch das Verfahren an, welches eingeschlagen ist, wenn der gedachte Winkel ein beliebiger ist.

Zur Berichtigung einer Bemerkung Redtenbacher's in der ersten Auflage seines Werkes „Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren," S. VI, woselbst es also heisst: „Poncelet nimmt nämlich an, dass die Radcurven den inneren Umfang des Rades senkrecht durchschneiden" und weshalb Redtenbacher folgert, dass Poncelet's Theorie nur auf eine specielle Classe von Turbinen anwendbar sei, diene die Notiz, dass sich in der Poncelet'schen theoretischen Abhandlung von 1838, S. 10 eine Note findet, welche den Fall, dass das erste Element der Radschaufeln mit der Richtung der Peripheriegeschwindigkeit $= v_2$ des inneren Radkranzes einen spitzen Winkel bildet, mit einer Bemerkung berücksichtigt, welche also lautet: Si l'axe de ces canaux formait avec elle, du coté, de la vitesse v_2, un angle quelconque β (Fig. 240) l'expression de la perte de force vive deviendrait etc. (Hier folgt der veränderte mathematische Ausdruck für den speciellen Fall, dass β kein rechter Winkel ist.)

Die Gleichung für das Güteverhältniss $= \mathfrak{g}$ der Turbine, welche Poncelet entwickelt, hat dabei die Form:

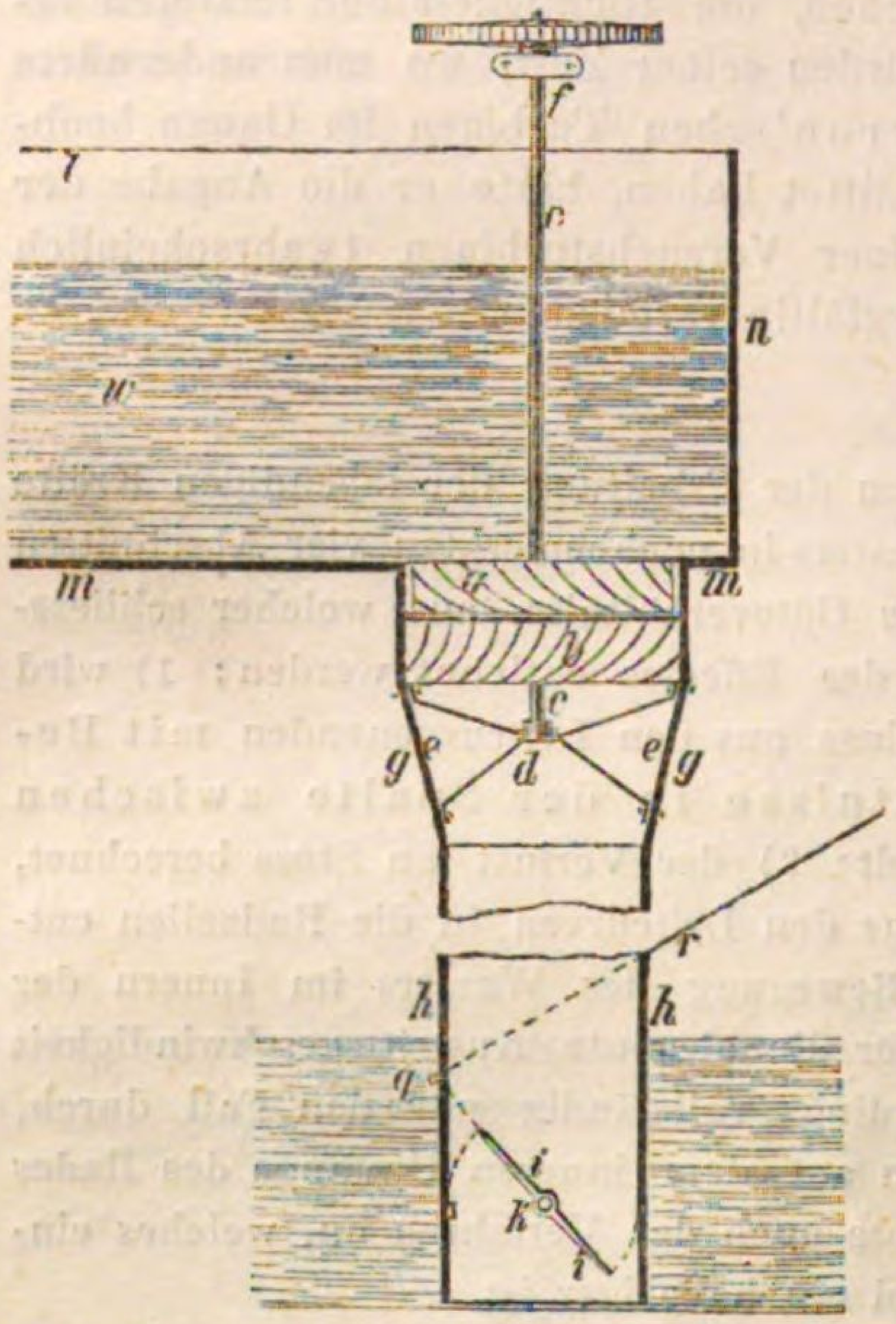
$$\mathfrak{g} = B - Cx + 2D\sqrt{x + Ex^2},$$

wo $x = \frac{v^2}{2gH}$ ist (v die Geschwindigkeit des äusseren Radumfanges, H das Totalgefälle) und B, C, D, E Grössen sind, welche von den Dimensionsverhältnissen der Turbine, sowie von hydraulischen Widerständen abhängen.

1) Expériences sur les roues hydrauliques appelées turbines par Morin, Paris 1838.

In Deutschland (vorzugsweise in Herford, Freiberg und Chemnitz) wurden die ersten Versuche, Fourneyron'sche Turbinen unabhängig von dem Erfinder herzustellen, von 1836 an gemacht[1]), wobei man zwar nicht ungünstige, doch aber keine so hohen Wirkungsgrade wie Fourneyron selbst erreichte.

Fig. 245.



Im Jahre 1837 erbaten sich die Mechaniker Henschel und Sohn in Kassel ein hessisches Patent auf eine Turbine, welche nicht im Wasser zu laufen brauchte, wobei das Rad lothrecht unter dem Leitschaufelapparate lag und unter dem Rade noch ein luftdichtes, vom Atmosphärendruck abgeschnittenes Wasserabfallrohr angebracht war, worin das Wasser beim Gange des Rades ebenso durch Saugen (Zug) auf die Bewegung des Rades wirkt, wie das über dem Rade befindliche Wasser durch seinen Druck.

Mancherlei ungünstige Umstände[2]) verhinderten längere Zeit die Ausführung des Henschel'schen Rades im Grossen, bis im Jahre 1840 die Anlage eines solchen zum Betriebe der herzogl. braunschweigischen Steinschleiferei zu Holzminden beschlossen und schon im März 1841 in Gang gebracht wurde.

Die Gestalt des letzteren Rades lässt Fig. 245 erkennen, wobei das Leitcurvenrad mit *a*, das Triebrad mit *b* und die Betriebswelle, woran letzteres sitzt, mit *c* bezeichnet ist. Zur Lagerung von *c* ist ein eisernes Traggerippe *de* in den conischen Theil des Schachtes *g* eingesprengt. Schützenvorrichtungen enthält dies Henschel'sche Rad zwei, nämlich eine (recht unvortheilhafte) um eine Achse *K* drehbare Drosselklappe (d. h. eine kreisförmige Platte *i*), welche das Abfallrohr *h* zum Theil oder ganz schliessen kann,

1) Berliner Verhandlungen, Jahrg. 1837, S. 80 (Das Herforder Rad). — Rühlmann, Die horizontalen Wasserräder, und besonders die Turbinen oder Kreiselräder. Chemnitz 1840. Von dieser Abhandlung erschien eine englische Uebersetzung unter dem Titel: On horizontal water-wheels, especially turbines or whirl-wheels. From the german by R. Kane, Dublin 1846. Während in letzteren Quellen das Freiberger Rad ausführlich erörtert wird, finden sich Beschreibung und Abbildung des Chemnitzer Rades im Hannoverschen Gewerbeblatt, Jahrg. 1842, S. 271.

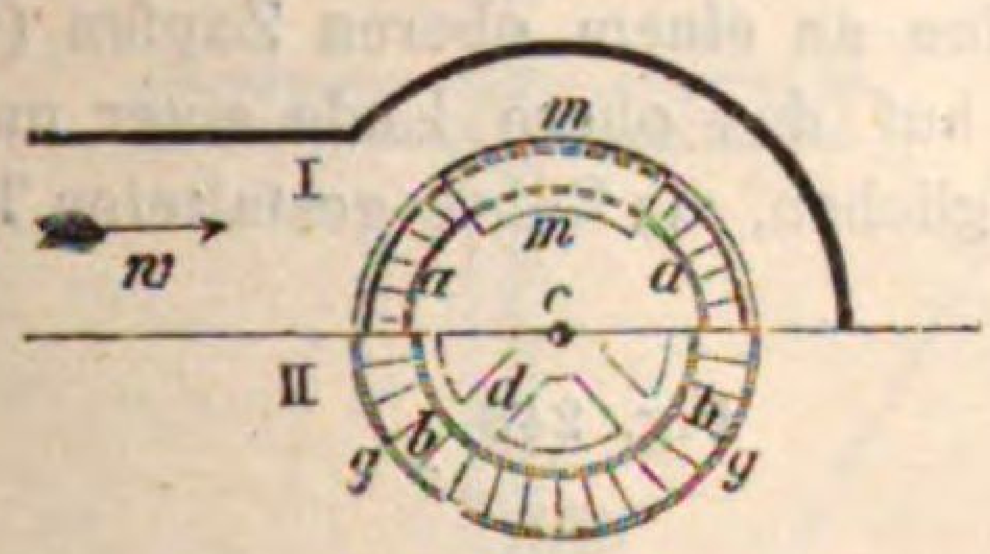
2) Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 1, Jahrg. 1855, S. 231 etc.

ferner einen sogenannten Rollschützen *mm* (zur Bedeckung eines Theiles der Leitcurvenschaufeln) [1]).

Hinsichtlich der Grundrissfigur 246 bedarf es wohl kaum der Erwähnung, dass die obere, mit *I* bezeichnete Hälfte einen Horizontalschnitt durch den Leitcurvenapparat und die untere Hälfte *II* einen eben solchen Schnitt durch das Turbinenrad bezeichnet.

Am 27. October nahm der Werkmeister Jonval der Maschinenfabrik von Andrée Köchlin in Mühlhausen ein französisches Patent (Brevet) auf eine Turbine, die er „Turbine à double effet“ [2]) nannte, die in jeder Hinsicht keine andere als die vorher beschriebene Henschel'sche Turbine war. Im Jahre 1843 übertrug Jonval sein Patent Köchlin, wodurch die Turbine in der Construction einzelner Theile Verbesserungen erfuhr, die wesentlich zum guten Gelingen und raschen Verbreiten dieser Turbinengattung beitrugen. Abbildungen der Köchlin'schen Ausführungen finden sich in den unten angegebenen Quellen [3]). Die betreffenden Versuche zeigten, dass diese Henschel-Jonval-Turbinen denselben Nutzeffect zu liefern vermochten, wie die besten Fourneyron-Turbinen, letzteren jedoch in Bezug der Aufstellung und Bedienung vorgezogen zu werden verdienten.

Fig. 246.



Obwohl für den Fall veränderlicher Aufschlagwassermengen Henschel seinen sogenannten Rollschützen und Köchlin entweder Blechsectoren oder (eiserne Deckel in Gestalt von Ringstücken) Deckklötze für einzelne Oeffnungen des Leitcurvenapparates, oder verengende Federn (obturateurs) für die Radzwischenräume in Anwendung gebracht hatten [4]), so erkannte man doch, dass alle diese Anordnungen mehr oder weniger zu wünschen übrig liessen.

Zu den Constructeuren, die sich mit der Auflösung dieses allerdings wichtigen Problems beschäftigten, gehört auch der Mechaniker Fontaine in Chartres, der für die Henschel-Jonval-Turbine ein Beaufschlagungssystem her-

1) In der Patentbeschreibung heisst es wörtlich: „Der Rollschütze hat nicht nur den Vorzug der leichten Beweglichkeit (demzufolge er sich leicht mit einem Regulator verbinden lässt) mittelst einer Schnur (?), sondern noch den, dass er sich (der Rollschütze) nicht festklemmen kann, wie die vielen einzelnen, zwischen die Leitcurve einzuschiebenden Holzstücke der französischen Schützen.“ Allerdings ist nicht erwähnt, aus welchem Material (Leder, Gummi etc.) der Rollschütze vorausgesetzt wird.

2) Turbine von doppelter Wirkung deshalb genannt, weil eine Wassersäule, oberhalb, drückend und eine zweite, unterhalb, gleichsam ziehend wirkt. In beiden Fällen ist aber allein die Schwerkraft das wirksame Element und daher diese Namengebung ohne reellen Werth.

3) Bulletin de la soc. d'encouragement, 43e Année, 1844, P. 468. — Dingler's Polytechn. Journal, 1844, Bd. 94, S. 118 u. 127 (Beschreibung, Abbildungen und Versuche).

4) Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1846, S. 509.

stellte, wofür ihm bei der Pariser Industrie-Ausstellung vom Jahre 1844 eine silberne Medaille ertheilt wurde. Fontaine brachte (nach dem Vorgange eines gewissen Callon) eine eben so grosse Anzahl von Schützen *p* (Fig. 247) an, als Einströmungsöffnungen im Leitcurvenapparate *L* vorhanden sind. Um die gesammten Schützen gleichzeitig stellen zu können, ist an jedem eine Zugstange *m* angebracht und alle diese Zugstangen sind oberhalb durch einen (in unserer Abbildung weggelassenen) Ring verbunden, der durch drei Hauptzugstangen in ähnlicher Weise wie bei den Schützen der Fourneyron-Turbine (Fig. 238) gehoben oder gesenkt werden kann[1]).

Eine andere Eigenthümlichkeit der Fontaine'schen Turbine ist die, dass bei ihr das ganze Gewicht der Maschine an einem oberen Zapfen (Ueberwasserzapfen) aufgehangen ist, der sich auf das obere Ende einer unbeweglichen Säule stützt, welche von der beweglichen, als Röhre gestalteten Turbinenwelle concentrisch umgeben wird[2]).

Fig. 247.

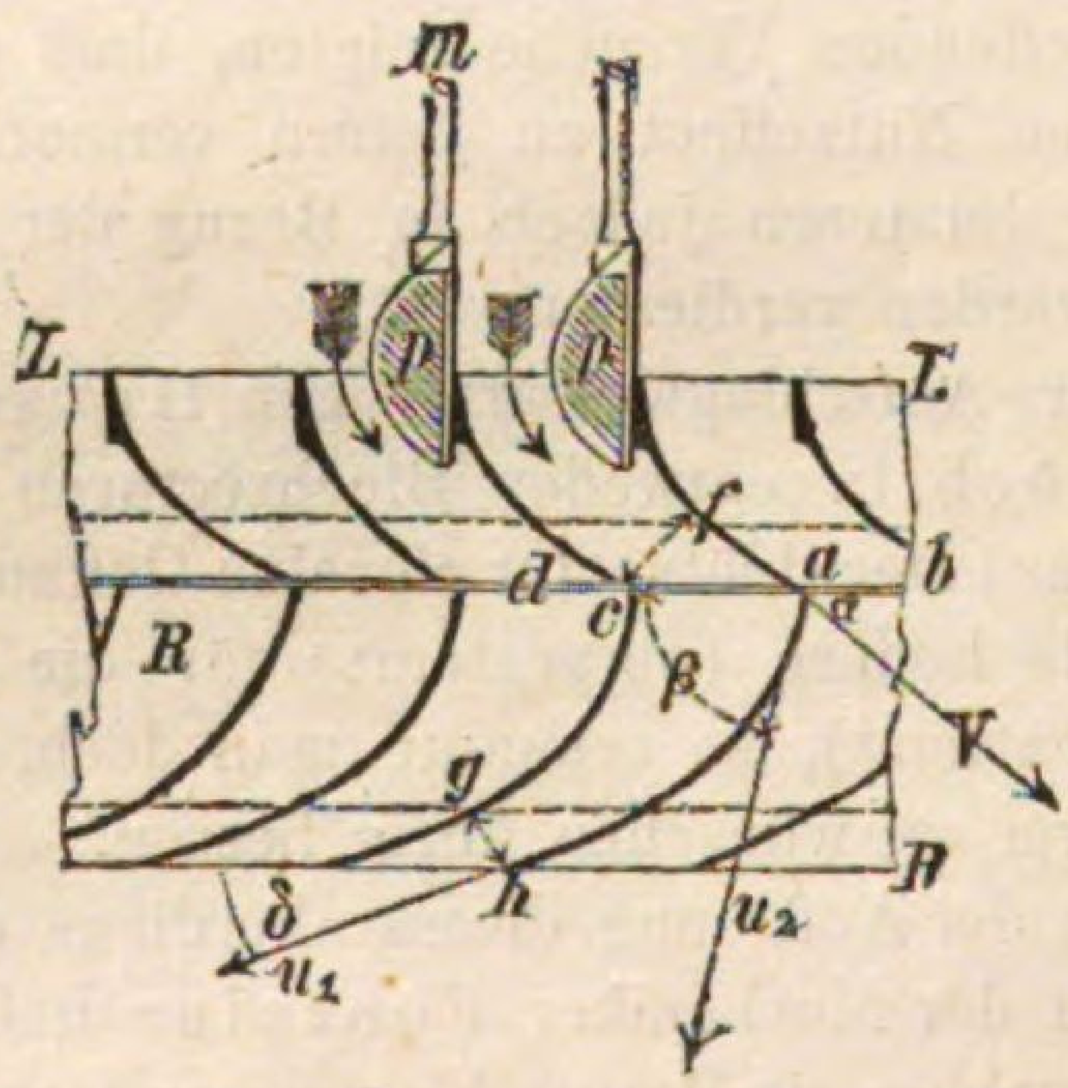
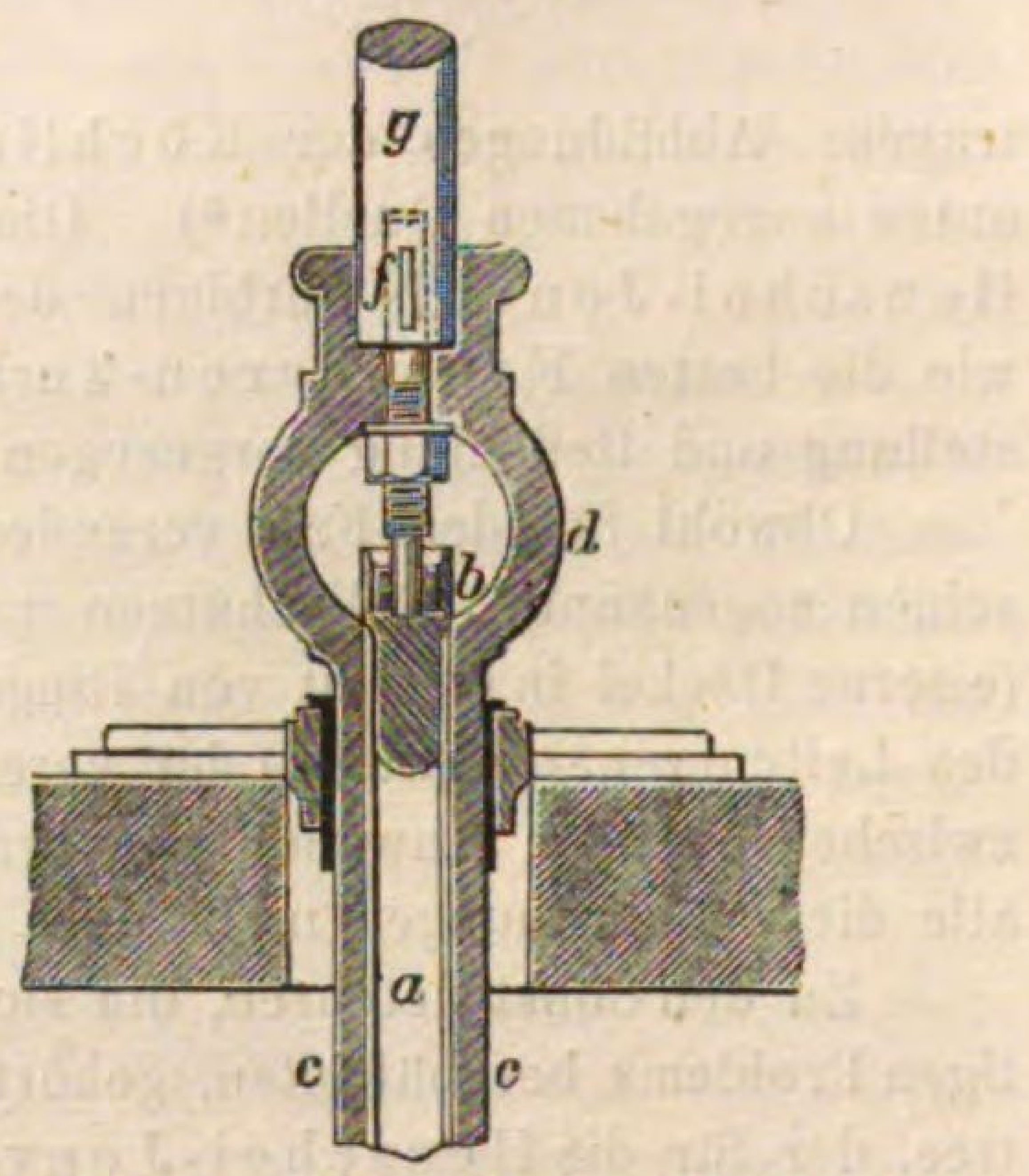


Fig. 248.



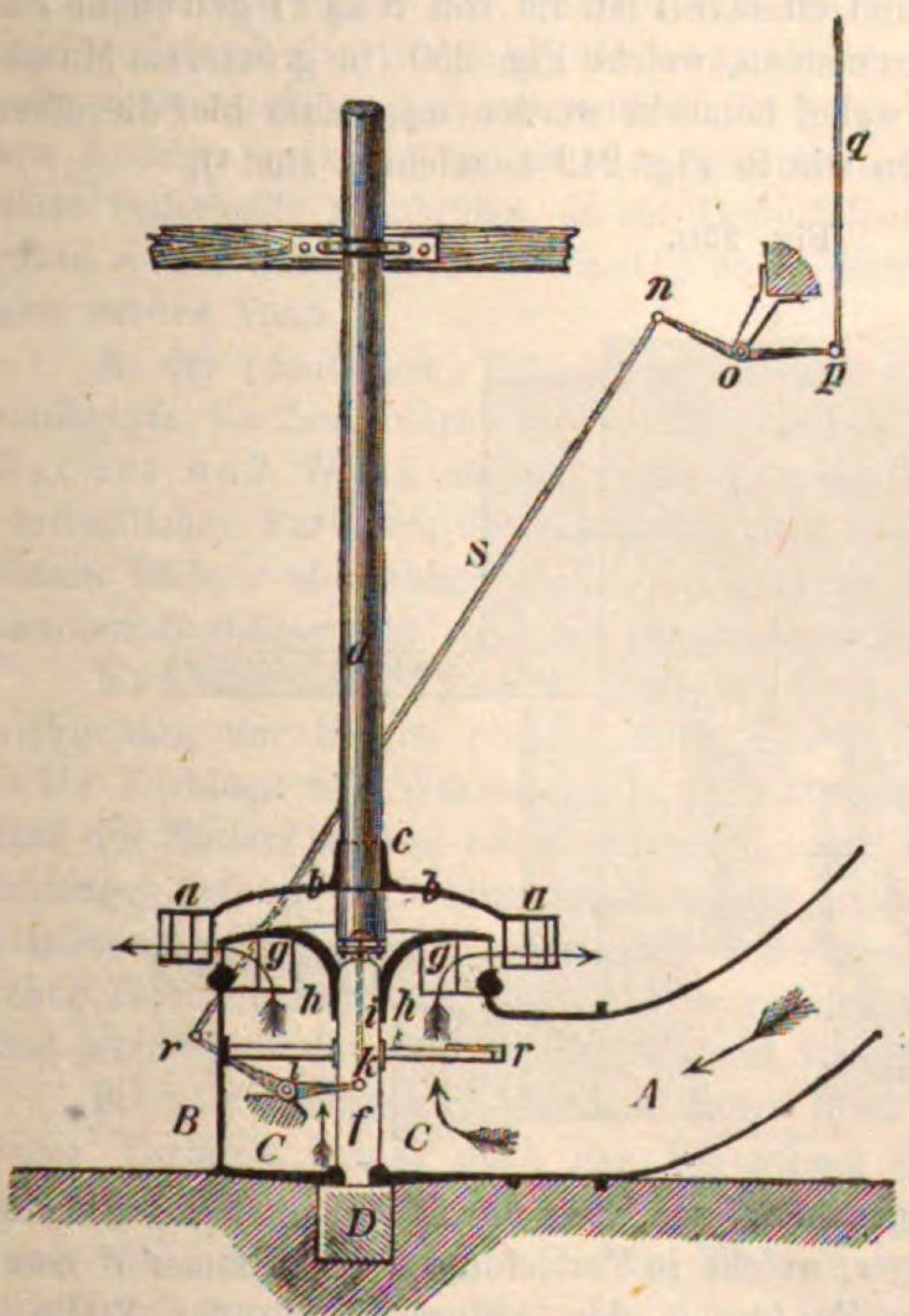
Die gedachte unbewegliche Säule ist in Figur 248 mit dem Buchstaben *a*, und der eigentliche Zapfen mit *b* bezeichnet. Die Turbinenwelle bildet eine Röhre *c c*, die sich bei *d* entsprechend erweitert, weiter oben wieder verengt und daselbst durch einen Keil *f* mit der Transmissionswelle *g* fest vereinigt ist.

1) Vollständige Abbildungen und Beschreibungen der Fontaine'schen Turbinen finden sich an nachbemerkten Orten: Armengaud, Publ. industr., Vol. 4, Pl. 18. — Bulletin d'encouragement, 44e Année, 1845, P. 53. — Polytechnisches Centralblatt, 1845, S. 49. — Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 96, 1845, S. 250. An letzteren drei Stellen werden zugleich die Resultate ausführlicher dynamometrischer Versuche mitgetheilt.

2) Vollständigere Zeichnungen dieser Turbinenzapfenconstruction finden sich in den in vorstehender Note angegebenen Quellen, als Werkzeichnungen ganz vorzüglich ausgeführt bei Redtenbacher, Theorie und Bau der Turbinen, 2. Aufl., S. 158, Taf. XII.

In Deutschland machte die Anwendung der Turbinen nicht die raschen Fortschritte, wie dies in Frankreich der Fall war. Hin und wieder verfehlte Constructionen oder Ausführungen hatten das Interesse an denselben geschwächt, vornehmlich lag es aber auch daran, dass keine der renommirten Maschinenbauanstalten dem wichtigen Gegenstande gebührende Aufmerksamkeit schenkte.

Fig. 249.



Rühmliche Ausnahmen davon machten die vom Mühlenbaumeister Nagel in Hamburg am Ende der dreissiger Jahre zuerst ausgeführten Turbinen nach dem Fourneyron'schen Grundsystem, jedoch mit umgekehrter Aufstellung, d. h. wo das Aufschlagwasser statt von oben von unten zugeführt und namentlich für hohe Gefälle eine recht erwünschte Vereinfachung erzielt wurde[1]).

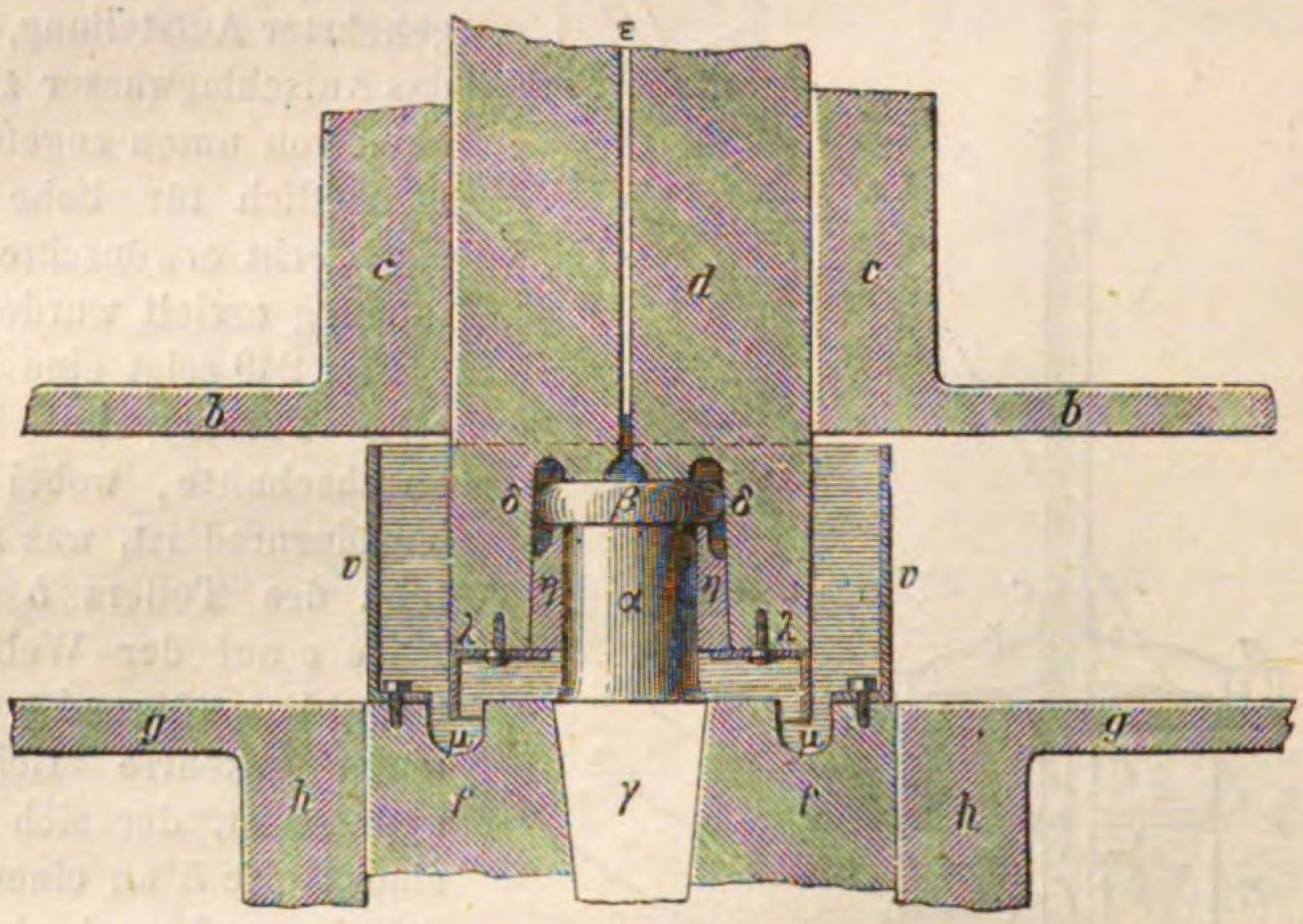
Fig. 249 zeigt eine Nagel'sche Turbine im Verticaldurchschnitte, wobei *a* das Turbinenrad ist, was man mittelst des Tellers *b* und der Nabe *c* auf der Welle *d* befestigt hat, während *g* der nach unten gekehrte Leitcurvenapparat ist, der sich mittelst einer Hülse *h* an einem festen Ständer auf- und abschieben lässt. Um letzteres zu bewirken, ist ein Armpaar *lk* vorhanden, mittelst dessen der Teller *gh* auf- und abbewegt werden kann, und zwar indem einerseits eine Verbindung zwischen *k* und *h* durch Zugstangen *i* und andererseits eine Verbindung durch die in einer Stopfbüchse nach aussen fortgesetzte Drehachse mit

1) Oeffentlich bekannt wurden vor Nagel nur zwei Gattungen von Reactionsturbinen; beide aber ohne Leitcurvenapparate, nämlich das oben beschriebene Rad von Manoury Dectot mit zwei Armen (Fig. 231 und 232) und ein von Christian, in seiner 1825 erschienenen Mécanique industrielle, Pl. 9 abgebildetes Reactionsrad mit vierzig geraden Schaufeln, wobei das Aufschlagwasser an allen Punkten des inneren Umfanges zugleich einströmte, und ebenso am äusseren Umfange, was man jetzt mit dem Namen einer Fourneyron-Nagel'schen Turbine ohne Leitcurven bezeichnen könnte. Die erste Nagel'sche Turbine im Königreich Hannover wurde 1840, und zwar mit Erfolg, für eine Schiesspulverfabrik in Bommlitz unweit Walsrode von Nagel selbst erbaut.

einem Aufzugshebelwerke *nop* vermittelt wird. Am oberen Ende der aufwärtsgehenden Zugstange *q* ist überdies noch eine sogenannte endlose Schraube (in der Abbildung weggelassen) angebracht, um mit möglichst geringer Kraft das Höher- oder Tieferstellen des Tellers *g* bewirken zu können, wodurch zugleich die Höhe des nach dem Rade *a* strömenden Wasserkörpers bestimmt und folglich ein besonderer Schütze überflüssig wird.

Eigenthümlich, sinnreich und effectvoll ist die von Nagel getroffene Zapfenanordnung seiner Turbine zu nennen, welche Fig. 250 (in grösserem Maassstabe gezeichnet) darstellt und wobei bemerkt werden mag, dass hier dieselben Theile mit denselben Buchstaben wie in Fig. 249 bezeichnet sind[1]).

Fig. 250.



Die Zuführung des Oeles geschieht von oben durch eine in der Turbinenwelle *d* gebildete Durchbohrung *ε*, welche in Vertiefungen der Kammer *δ* mündet, die man zur Aufnahme des Zapfens in dem unteren Ende der Welle *d* ausssparte.

Der Gussstahlzapfen *α* ist unbeweglich und mit einer viereckigen pyramidalen Fortsetzung *γ* nach unten in den unverrückbaren Ständer *f* eingelassen. Die Spurplatte *β* ist fest in die Kammer *δ* der Welle *d* eingesprengt und dreht sich mit dieser zugleich, während *η* ein Rothgussfutter ist, welches den unbeweglichen Zapfen *α* concentrisch umgiebt.

An das untere Ende der Welle *d* ist ein ringförmiger Rand *λ* geschroben, der in einen zu *λ* concentrischen Canal *μ* (auf der Oberfläche des Ständers *f*) taucht, und endlich ist auf *f* noch ein hohler, oben und unten offener Cylinder *v* befestigt.

1) Ausführlichere Beschreibung und Zeichnungen einer Nagel'schen Turbine finden sich an folgenden Stellen: Gewerbeblatt für das Königreich Hannover, Jahrg. 1844, S. 179, Taf. VIII. — Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1856, S. 216, Blatt 42.

Sobald die Bohrung ε und mit ihr die Kammer bei δ mit Oel gefüllt sind, läuft letzteres auch in Längennuthen von β und η in den unter λ frei gebliebenen Raum. Beim Gange der Turbine dringt dann Aufschlagwasser bis über den Rand von v, füllt letzteren Cylinder und auch den Canal μ, bis es vom Gegendrucke des Oeles unter λ am Weiterfliessen, von δ und ε aus, verhindert wird.

Während dieser Zeit (Patent von 1841) hatte ein gewisser Whitelaw in Schottland das Segner-Manoury'sche Reactionsrad durch mehrfache gelungene Ausführungen, namentlich für hohe Gefälle, wieder zu einem gewissen Ansehen gebracht, womit man jedoch nicht im Stande war, dem Bedürfnisse vollständig abzuhelfen, da ihr Hauptfehler, Mangel eines Leitcurvenapparates, weder durch Einfachheit, noch durch Solidität vollständig corrigirt werden kann[1]).

In der (deutschen) Schweiz erwarb sich die bereits oben (bei den rückenschlägigen Verticalrädern) rühmlichst erwähnte Maschinenbauanstalt der Herren Escher und Wyss ein ganz besonderes Verdienst um die Ausführungen vortrefflicher Turbinen, deren Ruf sich bald auch über Deutschland verbreitete, diesen Rädern ein früher nicht vorhandenes Zutrauen erwarb und dem genannten Etablissement vielfache Bestellungen zuführte.

Escher und Wyss ausschliesslich angehörig ist die gelungene Verwirklichung der bereits oben S. 370 (Fig. 237) mitgetheilten Idee, Poncelet's Turbinen mit Wassereintritt von aussen, und zwar so zu construiren, dass der Einlauf so viel als nur möglich nach der Tangente des äusseren Radumfanges erfolgt[2]), die sich durch sinnreiche und einfache Construction auszeichnen und für hohe Wassergefälle den vorher besprochenen Fourneyronschen Hochdruckturbinen (Fig. 244) vorzuziehen sind. Derartige Wasserräder sind jetzt unter dem allgemeinen Namen Tangentialräder bekannt.

Bis zum Anfange der vierziger Jahre blieb die Construction guter brauchbarer Turbinen immer noch das Eigenthum (Geheimniss) einzelner weniger Maschinenfabriken, weil es auch Poncelet nicht gelungen war, aus seiner sonst völlig richtigen (vortrefflichen) Theorie der Turbinen Constructionsregeln abzuleiten, von denen geführt der sonst befähigte Ingenieur unter allen Umständen das Gelingen im Voraus zusagen konnte[3]).

1) Whitelaw, Description of Whitelaw and Stirrat's patent watermill, London and Glasgow 1853, second Ed.

2) Dem Verfasser ist vor den Herren Escher, Wyss & Comp., oder richtiger dem damaligen Director ihrer Wasserradabtheilung, Herrn Zuppinger, weder in Deutschland, noch Frankreich von der wirklichen Ausführung einer sogenannten Tangentialturbine etwas bekannt geworden. Zuppinger giebt selbst (in Rudel's Centralblatt für deutsche Papierfabrikanten, Jahrg. 1856, S. 26) an, dass er seine Radanordnung 1844 erfunden, bis 1856 aber circa 60 Tangentialräder ausgeführt habe.

3) Einer verdienstvollen Arbeit über Reactionsräder des in der Technik rühmlichst bekannten französischen Bergwerk-Ingenieurs Combes muss hier noch aus zwei besonderen Gründen gedacht werden, nämlich einmal, weil derselbe zuerst mit Erfolg die hydraulischen Nebenhindernisse bei den Entwickelungen seiner Theorie

Diese ungeheure Lücke vollständig ausgefüllt zu haben, ist das grosse Verdienst Redtenbacher's, der in seinem 1844 (in der ersten Auflage) erschienenen Werke: „Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren" derartige Constructionsregeln entwickelte, dass jeder sonst hierzu befähigte Ingenieur Turbinen mit Sicherheit auszuführen vermag.

Nächstdem erweiterte Redtenbacher aber auch die Poncelet'sche Theorie in Bezug auf die Fourneyron'schen Räder dahin, dass er die betreffenden Rechnungen unter Voraussetzung eines ganz beliebigen Neigungswinkels, für das erste Element der Radschaufel, durchführte, diese Theorie auch auf andere Turbinengattungen (auf Turbinen ohne Leitcurven, z. B. auf das Segner'sche Rad, auf die Henschel- Jonval-Turbine etc.) anwandte und zugleich für alle diese Räder den merkwürdigen Satz nachwies, dass eine richtig construirte und gut ausgeführte Turbine beim Leergange (d. h. wenn sie keine Nutzarbeit verrichtet) gerade doppelt so viel Umläufe machen muss, als wenn sie belastet das Maximum des Nutzeffectes liefert.

Nächst Redtenbacher machte sich auch Weisbach von 1845 an, wo die erste Auflage seiner Ingenieur-Mechanik erschien, um die Ausbildung der Turbinentheorie verdient, namentlich entwickelte er sein System mit Rücksicht auf die (bei Combes' Reactionsrade, Note 2 voriger Seite erwähnten) hydraulischen Widerstände im Innern der Canäle des Leit- und Schaufelapparates unter Berücksichtigung selbstständiger Versuche über diesen wichtigen Gegenstand[1]), ferner wies er mehrfache neue Sätze, u. a. über den directen Zusammenhang der Winkel, nach[2]), unter welchen die Enden der Leit- und Schaufelcurven, sowie die ersten Elemente der letzteren geneigt sein müssen, und hob auch den Unterschied recht hervor, welcher auf das Güteverhältniss der Turbinen ausgeübt wird, je nachdem die Radschaufeln vom Aufschlagwasser vollständig oder nicht ganz ausgefüllt werden, d. h. je nachdem das Wasser durch Reaction oder Druck wirkt und weshalb Weisbach bei sämmtlichen neueren Turbinen sorgfältig Reactions- oder Druckräder unterscheidet.

Alle drei Meister der (neueren) Turbinentheorie (Poncelet, Redtenbacher und Weisbach) hatten hinsichtlich der Schaufelform im Laufrade

berücksichtigte, ein anderes Mal, weil es ihm gelang, eine sinnreiche Construction auszudenken (leider nur für Turbinen ohne Leitcurven brauchbar), wodurch die Radhöhe einer Turbine völlig dem jedesmaligen Wasserzuflusse entsprechend verändert werden konnte. Der Titel dieser 1843 in Paris erschienenen Abhandlung ist: „Recherches théoriques et expérimentales sur les roues à réaction ou à tuyau."

1) Ingenieur-Mechanik und Polytechnisches Centralblatt, 1850, S. 129. An letzterer Stelle findet sich der betreffende Artikel unter der Aufschrift: „Versuche über den Widerstand, welchen das Wasser beim Durchgange durch die Turbinencanäle erleidet."

2) Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, S. 546, 2. Aufl. Weisbach's Ingenieur-Mechanik ist bereits in's Englische, Polnische, Schwedische übersetzt und seine Turbinenabhandlung zu einer französischen Bearbeitung benutzt worden, welche unter dem Titel erschien: „Théorie de la turbine Fourneyron d'après M. Weisbach etc. par. O. de Laclonge, Bordeaux 1856." Daraus im Civil-Ingenieur (ein Auszug), Bd. 3, 1857, S. 232.

nur die Bedingungen ausgesprochen, dass man Rücksicht auf die Winkel β und δ (Fig. 193) nehmen müsse, unter welchen die Radbegrenzungen von den betreffenden Curven A, A.. durchschnitten werden, sowie dass man in deren Verlaufe scharfe Krümmungen zu vermeiden habe, damit das Wasser ohne Störung zu folgen im Stande sei, die Gestalt einer bestimmten Trajectorie für den vortheilhaftesten relativen Wasserweg blieb unberücksichtigt. Die bestimmte Hinweisung auf die Wichtigkeit der Trajectorie hat nach unserem Wissen zuerst Professor Schubert (am Dresdner Polytechnikum) in seiner 1850 veröffentlichten Schrift gemacht, welche betitelt ist „Beitrag zur Berichtigung der Theorie der Turbinen." In dieser Schrift zeigt Schubert (S. 94 und 99), wie man aus dem ermittelten absoluten Wasserwege eines Wasserelementes dessen relativen Weg, die relative Trajectorie oder die Radschaufelform ermitteln könne. Im Jahre 1859 veröffentlichte Prof. Wiebe in Berlin eine Abhandlung in Bornemann's Civil-Ingenieur, Bd. 5, S. 49, welche die „Allgemeine Theorie der Schaufelconstructionen für Turbinen mit Rücksicht auf die Bewegung des Wasserelementes durch das Rad" zum Gegenstande hat und worin der Verfasser ohne besondere analytische Entwickelungen zum Ziele gelangte, d. h. ebenfalls den relativen Wasserweg aus dem absoluten herleitete.

Prof. Wiebe bemerkt dabei, dass er seine Construction der Schaufelformen für Turbinen bereits seit 1846 seinen Vorträgen zum Grunde gelegt habe.

Auch Prof. Werner lieferte (in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, 1858, S. 202) eine Theorie der horizontalen Wasserräder und insbesondere der als Druckräder arbeitenden Henschel-Jonval-Turbinen, wobei derselbe ebenfalls die Schaufelform in Betracht zog und wiederum (a. a. O., S. 204) zu dem Satze gelangte, „dass die Uebertragung der lebendigen Kraft des Wassers auf das Rad durchaus unabhängig ist von der Art der Curve, nach welcher man dieselbe krümmte." Indess hält Prof. Werner es doch für angemessen, die Schaufelform so zu wählen, dass der Druck auf die Radschaufel, der durch die Ablenkung hervorgerufen wird, für jede Längeneinheit constant und auch die relative Durchflussgeschwindigkeit dieselbe bleibt, demgemäss aber die Schaufeln nach einer Kreislinie zu krümmen sind. Um die Vorstellung der Wasserwirkung im Rade zu erleichtern, wird ferner auch der absolute Wasserweg ermittelt. Um endlich die Durchflussgeschwindigkeit im Rade möglichst constant zu machen, räth Professor Werner (a. a. O., S. 210), dieser Bedingung dadurch zu entsprechen, dass man die Radschaufeln nach der Mitte hin so dick macht, dass die Canäle einen nahezu oder ganz gleichförmigen Querschnitt annehmen.

Vollständige, dem rationellen Praktiker genügende Klarheit in diesen Theil der Turbinentheorie und deren Construction zu bringen, gelang endlich dem Director der gräflich Stollberg'schen Maschinenfabrik in Magdeburg, Herrn Eduard Hänel, dessen betreffende Abhandlungen sich unter der Ueberschrift „Verbesserte Turbinenconstruction" im 5. Bande (1861), S. 163 ff. der Zeitschrift des Vereins D. Ing. abgedruckt vorfinden.

Hänel hob zunächst hervor, dass sich alle Turbinen ihrem Wirkungsprincipe nach in zwei bestimmte Systeme bringen lassen, welche sich

von einander nur durch die verschiedenen Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse des aus den Leitschaufeln in das Schaufelrad strömenden Wassers unterscheiden. Hiernach tritt bei dem ersten Turbinensysteme (den Reactionsrädern nach Weisbach) das Wasser aus den Leitschaufeln mit einer geringeren absoluten Geschwindigkeit, als dem über den Leitschaufeln stehenden absoluten Wasserdrucke oder Gefälle entspricht; die Differenz dieser Geschwindigkeitshöhe und dem absoluten Gefälle erzeugt beim Uebergange des Wassers aus den Leitschaufeln in das Rad einen Ueberdruck; dieser Ueberdruck oder diese Pressung wird aber im Rade nutzbar gemacht, indem hierdurch theils die lebendige Kraft, theils die Pressung des Wassers im Druckrade vermehrt (das Wasser im Rade demnach noch beschleunigt) wird.

Bei dem zweiten Turbinensysteme (den Druckturbinen nach Weisbach) findet eine Pressung an der Uebergangsstelle zwischen dem Leitschaufelapparate und dem Turbinenrade nicht Statt, das Wasser enthält bereits beim Eintritte in das Rad das ganze Gefälle als Geschwindigkeitshöhe und kann daher letztere nicht mehr im Rade auf Kosten der Pressungshöhe vergrössert werden.

Für eine mehr bildliche Darstellung charakterisirt Hänel den Unterschied beider Turbinensysteme folgendermaassen: bei den Reactionsturbinen dient der Leitschaufelapparat als Generator nur des einen Theiles der disponibeln lebendigen Kraft des Wassers, das Laufrad aber als Generator des anderen ergänzenden Theiles der Wasserkraft und gleichzeitig auch als Recipient der ganzen Kraft des Wassers. Bei den Druckturbinen dagegen dient der Leitschaufelapparat als Generator für die ganze disponible lebendige Kraft des Wassers und das Laufrad ist nur Recipient dieser lebendigen Kraft. Endlich hebt Hänel auch noch den schon von Weisbach bestimmt gemachten Unterschied zwischen beiden Turbinengattungen, nämlich den hervor, dass während für die Reactionsturbinen ein ziemlich grosser Spielraum für die Wahl des Winkels β (Fig. 240), d. i. der Richtung der relativen Eintrittsgeschwindigkeit mit der Radgeschwindigkeit bleibt, dieser Winkel für die Druckturbinen ein ganz bestimmter, nämlich 2α (Fig. 240) ist.

Diesem Allem entspricht dann die Verschiedenheit der relativen Wasserwege amz (Fig. 251 und 252) und der Canäle $ABBA$ und CC_1BB_1, in welchen sich das Wasser im Laufrade bei den Reactionsturbinen (Fig. 251) und Druckturbinen (Fig. 252) bewegt, unter der Voraussetzung einer für die ganze Höhe des Laufrades gleiche Kranzbreite. Die Querschnitte $a, a_1 \ldots a_6$ der Reactionsturbine nehmen von a bis a_6 stets ab, während die Querschnitte der Druckturbine von a bis b_2 zunehmen und von da ab bis b_6 wieder abnehmen. So lange nun das Rad (Fig. 252) über Wasser geht, nicht ganz oder theilweise ins Unterwasser taucht, schadet die Erweiterung des Canales bei b_2 und b_3 nichts (auch wenn der dortige Sack mit Luft gefüllt ist). Taucht jedoch das Rad ins Unterwasser, so wird das im Raume zwischen EFG und EHG bereits befindliche Wasser mehr oder weniger mit zur Bewegung veranlasst, wodurch bedeutende Störungen entstehen und ein nachtheiliger Einfluss auf das Güteverhältniss der Turbine veranlasst wird. Hänel begrenzte daher die concave Seite der Radschaufeln durch eine feste Wand EHG, d. h. construirte Druckturbinen mit sogenannten Rückschaufeln, wodurch die Bewegung des Betriebwassers unter allen Umständen normal bleibt und

weder durch das Unterwasser noch durch die beim Freigehen des Druckwassers in demselben befindlichen Luft gestört werden kann.

Von der Richtigkeit dieser Construction wurde man durch die Erfahrung zuerst ganz entschieden durch eine Turbine überzeugt, welche Hänel 1858 zum Betriebe einer Getreidemühle zu Rothenburger Hütte an der Saale (Mansfelder Gewerkschaft) ausführte und wobei sich zeigte, dass eine richtig construirte Henschel-Jonval-Turbine bei gänzlicher wie theilweiser (bis zu $1/4$ herab) Er-

Fig. 251.

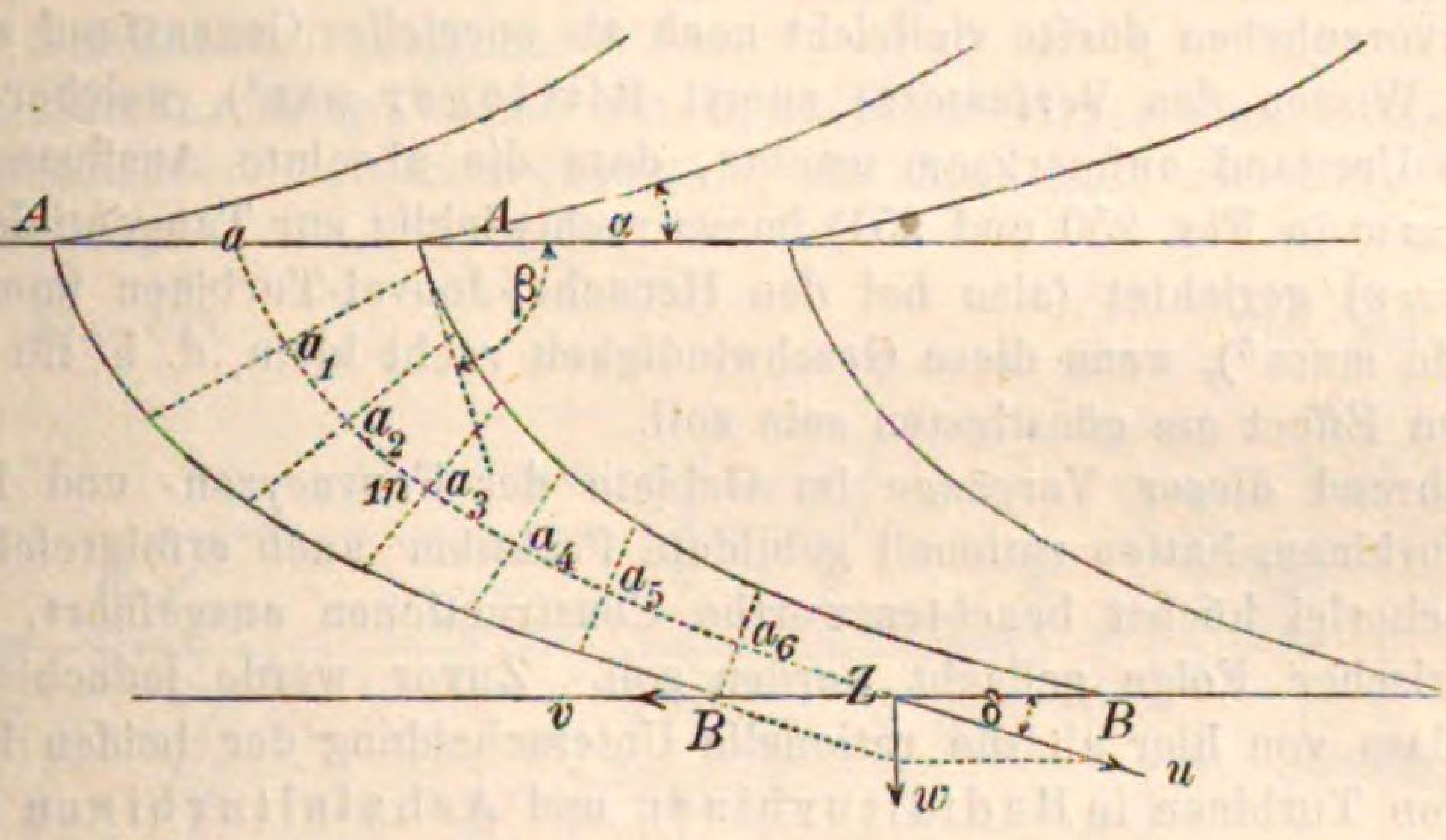
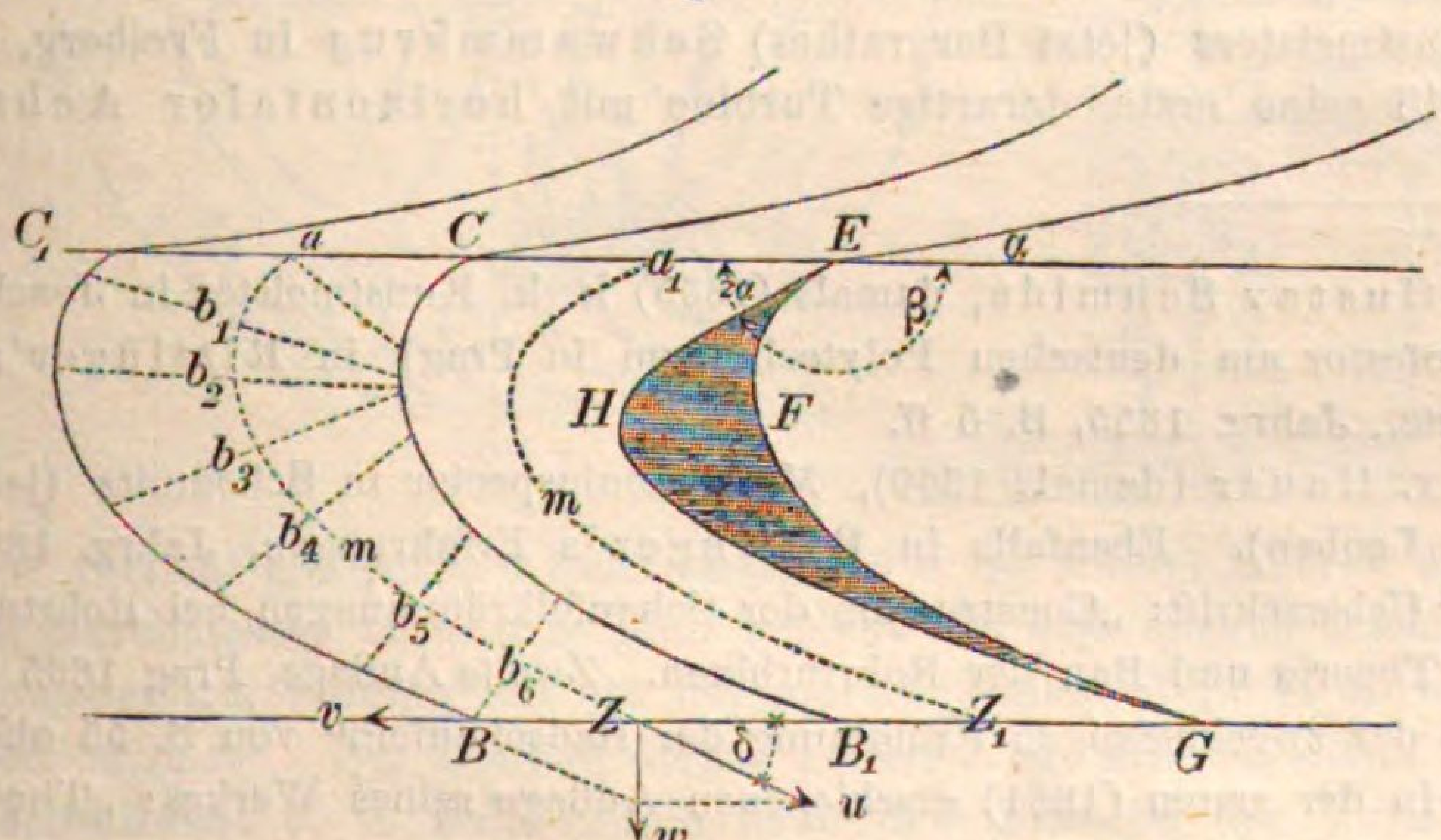


Fig. 252.



öffnung der Leitschaufelcanäle, bei Eintauchungen von 0 bis 1,5 Fuss (0,46 Meter) und wenn sich die Aufschlagwassermenge von 5,3 Cubikfuss (0,0309 Cubikmeter) bis 57 Cubikfuss (1,7613 Cubikmeter) ändert, Wirkungsgrade von 0,64 bis 0,70 zu liefern vermag [1]).

Was Hänel durch treffliche Raisonnements zu beweisen und herzuleiten

1) Ausführlich berichtet hierüber unsere Quelle, Bd. V (1861) der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, S. 163 bis mit S. 198. Ferner ein hierzu gehöriger Nachtrag S. 267 ff.

bemüht war, bewiesen Schmidt[1]), v. Hauer[2]), und nach diesem Rittinger[3]) für die Henschel-Jonval-Turbinen (von Rittinger Rohrturbinen genannt), mittelst der mathematischen Theorien. Die unten citirten Abhandlungen liefern interessante und werthvolle Resultate über die Krümmung der Radschaufeln (über die relative und absolute Trajectorie) und Gestalt der Radcanäle bei Druckturbinen (von Rittinger Actionsturbinen genannt), so dass von hier ab überhaupt die theoretische wie praktische Lösung der Aufgabe, Regeln zur Berechnung und Construction guter Turbinen zu schaffen, als völlig gelöst bezeichnet werden konnte.

Hervorzuheben dürfte vielleicht noch als specieller Gegenstand sein, dass es (nach Wissen des Verfassers) zuerst Rittinger war[4]), welcher auf dem wichtigen Umstand aufmerksam machte, dass die absolute Ausflussgeschwindigkeit ($= w$ in Fig. 250 und 251) immer rechtwinklig zur Tangentialgeschwindigkeit ($= v$) gerichtet (also bei den Henschel-Jonval-Turbinen immer senkrecht) sein muss[5]), wenn diese Geschwindigkeit recht klein, d. h. für den vortheilhaften Effect am günstigsten sein soll.

Während dieser Vorgänge im Gebiete der Fourneyron- und Henschel-Jonval-Turbinen, hatten rationell gebildete Praktiker auch erfolgreich gewirkt und mancherlei höchst beachtenswerthe Constructionen ausgeführt, deren in chronologischer Folge gedacht werden soll. Zuvor werde jedoch noch erwähnt, dass von hier ab die rationelle Unterscheidung der beiden Hauptgattungen von Turbinen in Radialturbinen und Achsialturbinen allgemein beliebt wurde.

Sodann gedenken wir zuerst der sogenannten Vertical-Turbinen des damaligen Kunstmeisters (jetzt Bergrathes) Schwammkrug in Freiberg, der bereits 1848 seine erste derartige Turbine mit horizontaler Achse con-

1) Gustav Schmidt, damals (1855) k. k. Kunstmeister in Joachimsthal (jetzt Professor am deutschen Polytechnicum in Prag) in Rittinger's Erfahrungen etc., Jahrg. 1855, S. 5 ff.

2) v. Hauer (damals 1860), Maschineninspector in Schemnitz (jetzt Professor in Leoben). Ebenfalls in Rittinger's Erfahrungen, Jahrg. 1860, S. 5 unter der Ueberschrift: „Construction der Schaufelkrümmungen bei Rohrturbinen."

3) Theorie und Bau der Rohrturbinen. Zweite Auflage, Prag 1865 (speciell „Theorie der zweckmässigen Krümmung der Radschaufeln" von S. 55 ab).

4) In der ersten (1861) erschienenen Auflage seines Werkes: „Theorie und Bau der Rohrturbinen," S. 11.

5) Die absolute Ausflussgeschwindigkeit $= w$ berechnet sich mit Bezug auf Fig. 250 und 251 zu $w^2 = v^2 + u^2 - 2\,v\,u\,cos.\,\delta$. Dieser Ausdruck wird ein Minimum für $v = cos.\,\delta$, d. h. wenn $w^2 = u^2 - v^2$, oder $u^2 = v^2 + w^2$ und $tg.\delta = \frac{w}{v}$ ist. Man sehe hierüber auch Prof. Gustav Schmidt's Abhandlung: „Ueberblick der verschiedenen Turbinen-Theorien" (der Theorien Redtenbacher's, Weisbach's und Rittinger's), welche sich abgedruckt findet im XI. Bande (Wien 1862), S. 94 des Berg- und Hüttenmänn. Jahrbuches der k. k. Bergakademien zu Schemnitz, Leoben und Přibram.

struirte, welche auf dem Rothschönberger Stollen zum Betriebe eines Pochwerks dient[1]**.**

Zur nachträglichen Erklärung des Begriffes „Turbine" möchten wir beim Schwammkrug'schen Rade im Voraus bemerken, dass nach dem Auftreten dieser Gattung von Wassermotoren eine Erweiterung des Begriffes „Turbine" in dem Sinne nothwendig wurde, als man, gegenüber den verticalen Wasserrädern, nicht nur die Wasserräder mit verticaler Achse Turbinen nennen konnte, sondern überhaupt alle die Wasserräder, wobei das Aufschlagwasser im Rade gar nicht zur Ruhe kommt, während das Wasser (fast) bei allen alten (verticalen) Rädern mehr oder weniger in den relativen Ruhezustand übergeht.

Die Schwammkrug-Turbine mit horizontaler Achse lassen folgende Fig. 253 (Seitenansicht, Schnitt rechtwinklig zur Radachse) und 254 (Vorderansicht) erkennen.

Fig. 253.

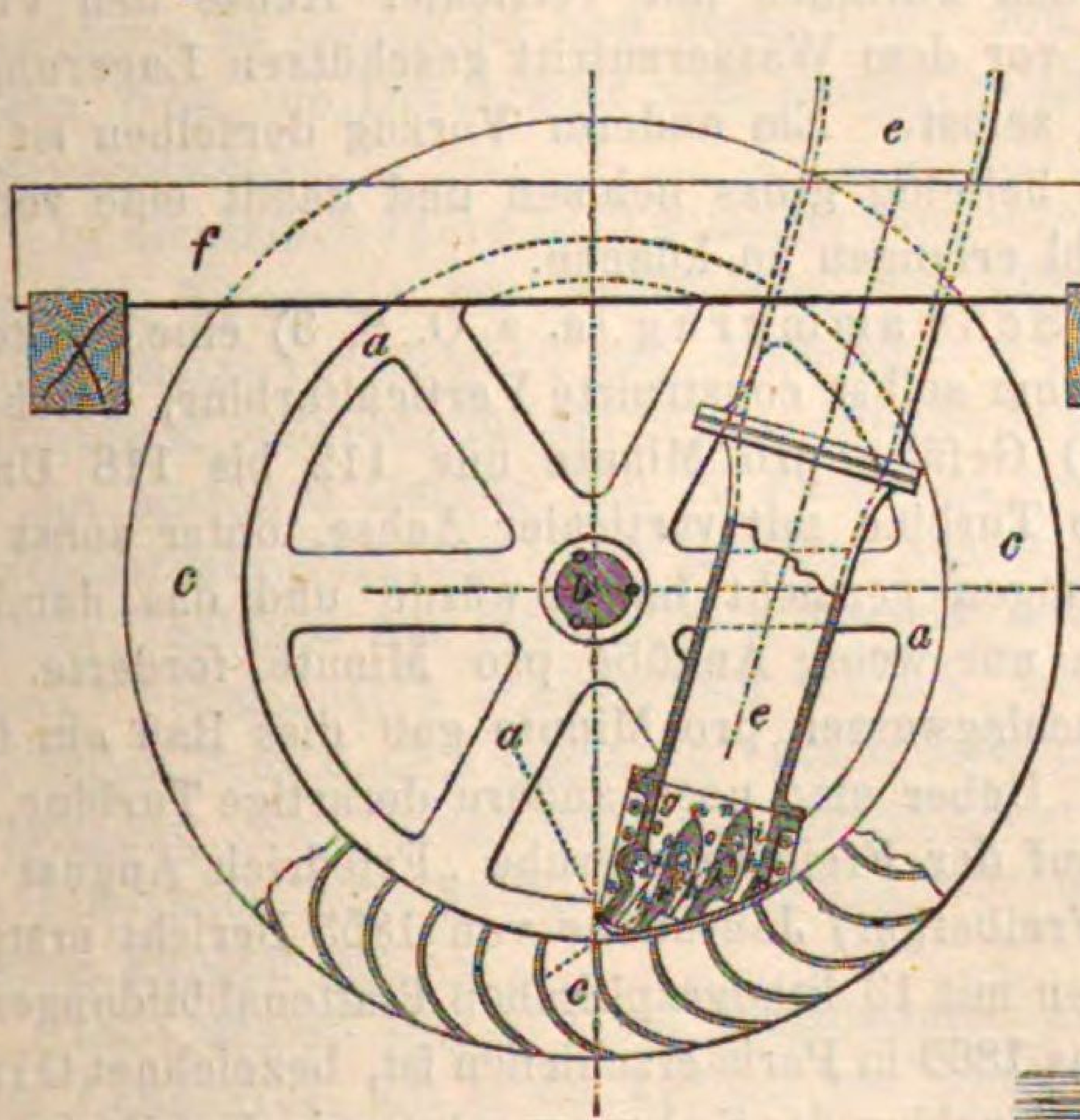
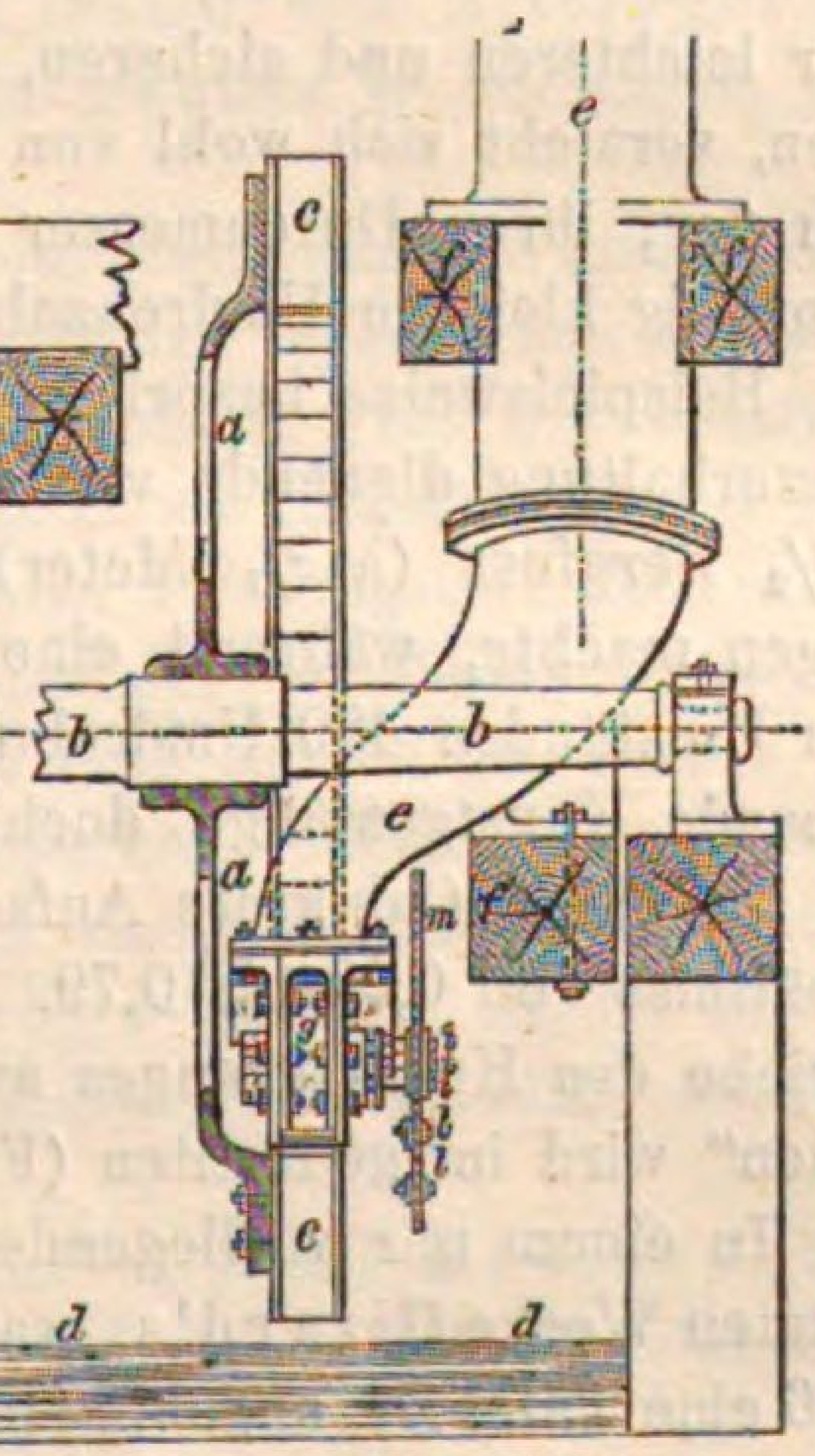


Fig. 254.



Das vertical stehende, 6 Fuss (Bergfuss à 2/7 Meter) inneren und 8 Fus äusseren Durchmesser besitzende Rad, besteht aus dem durchbrochenen gusseisernen Teller *aa*, welcher auf der horizontalliegenden Welle *bb* in bekannter Weise befestigt ist. Der Umfang dieses Tellers trägt den aus Blech bestehenden Schaufelkranz *c*, in welchen die nach dem Principe der Turbinen construirten Schaufeln angebracht sind. Der Fusspunkt des Rades liegt nahezu über dem Wasserspiegel des Unterwassers *dd* (Fig. 254). Das Aufschlagwasser wird in einem gusseisernen Rohre *e* zugeführt, welches auf entsprechenden Lagern *ff* ruht, von dessen unterem ab das Wasser in einer sanften Biegung in das Innere des Rades dergestalt geführt ist, dass am untersten Ende desselben die Schützenvorrichtung *g* hat angebracht werden können.

1) Freiberger Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann für 1849, S. 32 ff. und von Schwammkrug selbst im Jahrgange 1850, S. 1—35.

Dieselbe besteht zunächst aus einem mit der Radschaufelung gleiche Weite besitzenden Kasten *gg*, in welchen drei Klappen *hh* (Fig. 253) angebracht sind, die an den Seiten des gedachten Kastens genau anschliessen und bei *ii* an Achsen und Wellen befestigt sind, mittelst welcher sie in der Ebene des Rades gedreht und so (je nach Maassgabe des erforderlichen Aufschlages) den in dem Kasten *gg* fest angebrachten Seiten- und Zwischenwänden *kk* mehr oder weniger genähert werden können. Um ein gleichzeitiges Dirigiren der Klappen *hh* bewirken zu können, sind deren Wellen da, wo sie aus dem Kasten *gg* hervorragen und mittelst Stopfbüchsen abgedichtet sind, mit dem Hebelwerke *ll* versehen, welches durch die Schützenstange *m* leicht in Thätigkeit gesetzt werden kann. Die oben zugeschärften Verlängerungen *nn* der Zwischenwände *kk* vertreten die Stelle von Contractionsbacken. Endlich sind bei *oo* Lederabdichtungen an den Klappen *hh* angebracht, welche den Uebertritt von Wasser aus der einen Abtheilung in die andere verhindern sollen.

Dass diese zu den Druckturbinen (Partialturbinen) gehörigen Räder, ihrer liegenden Welle wegen, vor den Turbinen mit verticaler Achse den Vorzug einer leichteren und sicheren, vor dem Wasserzutritt geschützen Lagerung besitzen, versteht sich wohl von selbst. Ein anderer Vorzug derselben ist aber noch der, ihren Durchmesser beliebig gross nehmen und damit eine verhältnissmässig kleinere Umdrehzahl erlangen zu können.

Beispielsweise bespricht Schwammkrug (a. a. O. S. 3) eine zweite zur Wasserhaltung dienende von ihm selbst construirte Verticalturbine, welche bei $103\frac{1}{2}$ Bergfuss (à $\frac{2}{7}$ Meter) Gefälle pro Minute nur 112 bis 118 Umdrehungen machte, während eine Turbine mit verticaler Achse, unter sonst gleichen Umständen 420 Umdrehungen gemacht haben würde und das damit zu treibende Kunstgestänge doch nur wenig Anhübe pro Minute forderte. Bei 38,7 bis 133,6 Cubikfuss Aufschlagwasser pro Minute gab dies Rad ein Güteverhältniss von 0,58 bis 0,79. Ueber eine noch andere derartige Turbine, zum Betriebe des Kunstgezeuges auf der Freiberger Grube „Friedrich August Erbstollen“ wird im gedachten (Freiberger) Jahrbuche von 1853 Bericht erstattet.

In einem mir vorliegenden mit 13 lithographischen Plattenabbildungen begleiteten Werke Girard's, was 1863 in Paris erschienen ist, bezeichnet Girard P. 26 eine Tafel III. abgebildete Turbine des Schwammkrug'schen Systems als „roue turbine transversale“, der Gesammttitel des Werkes ist: „Utilisation de la force vive de l'eau appliquée a l'industrie“. In sämmtlichen mir vorliegenden Brevets Girard's auf Turbinen findet sich keins, welches sich auf dies fragliche Rad bezieht.

In Nordamerika hatte schon in den Jahren 1844—1846 der als Hydrotekt berühmte Ingenieur Boyden zu Lowell in Massachusetts Fourneyron-Turbinen von 78 und 190 Maschinenpferdekräften mit grossem Erfolge zu Stande gebracht, auch mit mancherlei Verbesserungen versehen [1]). Unter letzteren befand sich auch ein sogenannter Diffuser, d. h. ein die Aussenseite des Turbinenrades umgebendes, sich nach Aussen hin allmälig erweiterndes ringförmiges Gehäuse, durch welches dem mit grosser Geschwindigkeit ausströmenden Wasser ein Theil der beim Austritte aus der Turbine noch innewohnenden

1) J. Francis, Lowell Hydraulic Experiments etc. Boston 1855. P. 2 ff.

lebendigen Kraft entzogen und nutzbar gemacht (drei Procent und mehr am Wirkungsgrade gewonnen) werden soll[1]. Weisbach[2]) wies die Vortheile eines solchen Diffusers theoretisch nach und begleitete die Besprechung dieses Hülfsmittels mit einer für die Construction ausreichenden Zeichnung.

Im Jahre 1849 nahm der vorgenannte Civil-Ingenieur Girard ein Brevet auf eine hydropneumatische Turbine[3]), deren Construction in der Hauptsache darin besteht, dass Leitschaufel und Laufrad einer Henschel-Jonval-Turbine von einem luftdichten tief in's Unterwasser tauchenden Gehäuse oder Kasten umgeben (von der äusseren atmosphärischen Luft, ähnlich dem Taucher in seiner Glocke abgesperrt wird) und durch eine von der Turbinenwelle aus bewegte Luftcompressionspumpe die Luft in dem Gehäuse so stark comprimirt wird, dass sie den Unterwasserspiegel im Gehäuse durch ihren Druck bis unter die Ausflussöffnungen der Turbine senkt. Hierdurch bewegt sich die übrigens dem Wirkungsprincipe nach als Druckturbine construirte Maschine frei in der Luft, giebt für veränderliches Aufschlagwasser (als Partial-Turbine) gleich günstige Güteverhältnisse. Leider ist die ganze Anordnung zu complicirt und deshalb der von Hänel und Rittinger angegebene Weg, die Druckräder zum Gange im Unterwasser zu befähigen, jedenfalls vorzuziehen.

In demselben Jahre 1849 gelangte der bereits oben genannte amerikanische Ingenieur Francis zur Ausführung und glücklichen effectvollen Vollendung zweier Radial-Vollturbinen mit äusserer Beaufschlagung (von ihm centre-vent water-wheel genannt) für die Boot-Cotton-Mills in Lowel (Massachusetts)[4]), jede für ein mittleres Gefälle von 19 Fuss und einem Leistungsvermögen von 230 Maschinenpferdekräften. Wir kommen später bei der speciellen Besprechung neuerer Turbinen auf diese jetzt allgemein mit dem Namen „Francis-Turbinen" bezeichneten Wasserräder zurück, bemerken indess schon jetzt, dass hier unter dem Rade, wegen des geschlossenen massiven Austrittsstrahles, die Anbringung eines vortheilhaft wirkenden Saugrohres zulässig ist, die Schaufeln des Laufrades ganz gerade (nur schräg zur Radtangente gestellt) ausgeführt werden können etc.[5]).

1851 erhielt Girard ein französisches Brevet[6]) auf Druckturbinen ohne Leitcurven, die er als verbesserte Borda-Räder (S. 363) bezeichnete und

1) Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins für das Königreich Hannover. Jahrgang 1858, S. 227.

2) Ingenieur-Mechanik Bd. 2. Vierte Auflage, §. 275.

3) Description des Machines et Procédés pour lesquelles des Brevets d'Invention ont été pris sous le Régime de la loi du 5 Juillet 1844. Tome XVIII (1854), P. 57 und Tome LXXVI (1871), P. 146. Ferner in Armengaud's Génie industriel Tome III, P. 59—76; Tome V; S. 300 und Tome XII (1856), P. 1, so wie Tome XIII, P. 217; Weisbach Ingenieur-Mechanik Bd. 2. Vierte Auflage.

4) Fancis, Lowell Hydraulic Experiments, P. 61 ff.

5) Ebendaselbst, P. 55. Taf. VII unter der Ueberschrift: „Experiments on a model of a centre-vent water wheel, with straight buckets."

6) Description des Machines et Procédés etc. Tome LXXVI (1871), P. 146.

Turbinen mit freiem Wasserdurchgang (Turbinés à libre déviation) nannte. Als eine Eigenthümlichkeit dieser Turbinen mit innerer Beaufschlagung wurde noch die allmälige Erweiterung ihrer Radzellen von Innen nach Aussen bezeichnet und eine derartige Maschine als „Turbine à évacuation par évasement“ aufgeführt. Hierzu würde zu bemerken sein, dass schon Francis bei den Boot-Turbinen (mit äusserer Beaufschlagung) derartige Erweiterungen nach der Wasserabflussseite des Laufrades hin anbrachte, so wie dass man durch dies Mittel die Ausmündung der Radcanäle vergrösserte, die Ausflussgeschwindigkeit verminderte, ohne den Winkel δ (Fig. 240) vergrössern zu müssen, welchen die relative Austrittsgeschwindigkeit mit der Radtangente daselbst bildet.

Besonderes Aufsehen erregte Girard[1]) durch eine sogenannte Schraubenturbine (roue-hélice a axe horizontal, ou Turbine sans directrices, Brevet vom 9. Septbr. 1853), d. h. einer Henschel-Jonval-Fontaine-Turbine mit horizontaler in der Richtung des fliessenden Wassers liegenden Welle, wobei man das Rad mit schraubenförmigen Schaufelflächen ausgestattet hatte und welche Radgattung namentlich für Wasserkräfte mit geringem Gefälle und grossem Aufschlagquantum empfohlen wurde, wo sie sogar als Ersatz der gewöhnlichen Schiffsmühlenräder in freiem Strome (S. 339) dienen sollte. Weiter unten kommen wir auf diese Radgattung zurück.

In Norddeutschland verfolgten die Civil-Ingenieure und Maschinenfabrikanten Nagel & Kämp mit anerkennungswerther Consequenz die Weiterbildung ihrer Radial-, Voll- und Partialturbinen mit innerer Beaufschlagung, wobei es diesen Herrn auch gelang für Vollturbinen die bereits von Combes & Hänel[2]), sowie von Laurent & Deckherr[3]) versuchte Construction dieser Radgattung, die Radhöhe mit dem Schützenzuge in stets gleichem Maasse verändern zu können, glücklich zur Vollendung zu bringen. Hierdurch wird veranlasst, dass diese Turbinen bei sehr veränderlichem Aufschlagquantum mit gefülltem Radkranze, als Reactionsturbinen arbeiten können, während sie sonst, selbst beim Einbaue von Etagen oder parallelen Radkronen, wie dies bereits Fourneyron bei der St. Maur-Turbine ausführte[4]), doch nur unvollständig diesen Charakter anzunehmen vermögen und mehr oder weniger als unvortheilhafte Druckturbinen arbeiten. Wir kommen nachher auf diese Nagel & Kämp'sche Turbinenconstruction zurück, und erwähnen hier nur noch, dass das erste derartige Rad bereits 1864 in Nordheim (Provinz Hannover) in Betrieb gebracht wurde[5]).

Unter den mancherlei Verbesserungen, womit Nagel & Kämp ihre Radialturbinen in jüngster Zeit bereicherten, und worauf wir später speciell zurückkommen werden, verdient namentlich ihr Leitschaufel-Regulator

1) Description des Machines et Procédés etc. Tome XXXI, P. 419, und Tome LXXVI, P. 146.

2) Beziehungsweise (Combes) „Recherches théoriques et experimentales sur les roues à réaction“. Paris 1843 und (Hänel) in der deutschen Gewerbezeitung, Jahrgang 1846, Nr. 49. (Man sehe hierüber auch Note 3, S. 383).

3) Armengaud ainé, Publication industr. etc. Tome VI, Planche 23.

4) Allgemeine Maschinenlehre Bd. 2, S. 50, Fig. 37.

5) Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins, Jahrgang 1870, S. 29 ff.

Erwähnung, den sie zuerst 1869 auf der Leipziger Versammlung deutscher Müller und Mühleninteressenten ausstellten [1]). Derselbe besteht aus einem beweglichen mit radialen Schaufeln versehenen Rade, welches das Turbinenlaufrad concentrisch umgiebt. Hat die Turbine ihren normalen Gang, so tritt das Wasser (nach Seite 388) auch radial aus, so dass es durch die radialen Schaufeln des Regulirungsrades ohne jeglichen seitlichen Druck hindurch geht. Läuft aber die Turbine (zufolge veränderter Aufschlagwassermengen etc.) rascher oder langsamer um, als dem Maximum des Nutzeffectes entspricht, dann drückt das ausströmenende Wasser seitlich gegen die radialen Schaufeln und zwar in dem einen Falle nach rechts, in dem anderen Falle nach links. Das Regulirungsrad giebt diesem seitlichen Drucke nach und stellt mittelst Riemen und Zahnradübersetzung die Leitzellen in dem ersten Falle zu, in dem zweiten Falle auf und zwar so lange, bis die normale Geschwindigkeit des Turbinenrades wieder hergestellt ist, d. h. bis das Wasser wieder radial austritt und das Regulatorrad zum Stillstande gelangt [2]).

Wir schliessen hiermit die geschichtliche Einleitung über Turbinen unter Hinweisung auf folgende vier grossartigen Anlagen der Neuzeit.

1. Turbinenanlage (und Seiltransmission) der Wasserwerksgesellschaft in Schaffhausen [3]). Drei Achsialturbinen von zusammen 600 Maschinenpferden Arbeitsgrösse, unterhalb Schaffhausen angelegt, und durch Wasser des Rheinstromes beaufschlagt. Mittelst zweier Drahtseile werden 540 Pferdekräfte quer über den Rhein nach der am rechten Ufer liegenden Stadt Schaffhausen geleitet, und dort an verschiedenen Stellen durch erweiterte Drahtseiltransmissionen zu gewerblichen Zwecken verwendet. Die Ausführungen wurden von Rieter & Comp. in Winterthur besorgt.

2. Turbine der Kränholm Manufactur Narva, eine grossartige Baumwollspinnerei und Weberei (239692 Spindeln und 1647 mechanische Webstühle) unweit Petersburg [4]). Ebenfalls Achsialturbine nach Henschel-Jonval mit einer Nutzleistung von 1200 Maschinenpferdekräften. Der Durchmesser des Laufrades beträgt etwas über 12 Fuss englisch. Der Lieferant war die Augsburger Maschinenfabrik.

3. Die Turbinen zum Betriebe der Luftcompressionspumpen beim Gotthard-Tunnelbaue [5]). In Ariolo vier Tangentialturbinen, von je 1,2 Meter

1) Stenographischer Bericht der Versammlung deutscher Müller und Mühleninteressenten in Leipzig am 31. Mai, 1. und 2. Juni 1869, S. 17.

2) Meissner, die hydraulischen Motoren auf der Wiener Weltausstellung von 1873. In Uhland's Zeitschrift: „Der praktische Maschinen-Constructeur" Jahrg. 1874, S. 313. (Mit Abbildungen begleitet.)

3) Kronauer, Turbinenanlage und Seiltransmission der Wasserwerksgesellschaft in Schaffhausen. Schweizerische Polytechn. Zeitschrift, Jahrg. 1867, S. 1, 57 und 117.

4) Turbine (1200 H. P.) for a Cotton Mill near St. Petersburg. Engineering vom 4. Juny 1873, P. 8 ff.

5) Rapport trimestriel Nr. 5 du Conseil Fédéral Suisse etc. de la ligne du St. Gotthard sur la marche de cette entreprise dans la période du 1. Octbr. au 31. Decbr. 1873 (Berne 1874). Auch allgemeine Maschinenlehre Bd. IV, S. 766.

äusserem Durchmesser, bei 165 Meter Gefälle. Entworfen und ausgeführt von der Firma Escher, Wyss & Comp. in Zürich. In Göschenen vier Schwammkrug- (Girard-) Turbinen von je 2,40 Meter äusserem Durchmesser bei 85 Meter Gefälle. Entworfen und ausgeführt von der Maschinenfabrik B. Roy & Comp. in Vevey.

4. Die Turbinenanlage (und Drahtseiltransmission) zu Bellegarde (im französischen Departement des Ain an der sogenannten „Perte du Rhône" unweit Genf). Natürlich vorhanden sein sollen 60 Cubikmeter Wasser pro Secunde bei einem Gefälle von 15 Meter, was einer disponiblen Arbeitskraft von $\frac{1000 \,.\, 60 \,.\, 15}{75} = 12000$ Maschinenpferden entspricht. Zur Zeit sollen 6 Turbinen, je von circa 630 Maschinenpferdekräften theils ausgeführt, theils im Baue begriffen sein. Die Turbinen gehören ebenfalls dem Henschel-Jonval-Systeme an, mit Ueberwasserzapfen nach Henschel-Jonval und Girard. Verwandt wird ihre mechanische Arbeit zum Maschinenbetriebe bei der Fabrikation künstlichen Düngers (aus Koprolithen, d. i. den Excrementen vorsündfluthlicher Thiere, zum Theil aus phosphorsaurem Kalke bestehend. Ferner benutzt man sie zum Betriebe von Maschinen zum Herstellen sogenannten Holzstoffes zur Papierfabrikation, zum Betriebe einer Papierfabrik, zu Wasserpumpwerken u. dergl. m. Die Beschaffung dieses grossartigen Werkes haben wieder Rieter & Comp. in Winterthur übernommen.

Eintheilung der Turbinen.

§. 75.

Im vorigen Paragraph wurde hinlänglich erörtert, dass man, dem Wirkungsprincipe nach, alle zur Anwendung empfehlenswerthen Turbinen in Reactions- und Druck-Räder zu unterscheiden habe [1]). Nach der Richtung, in welcher das Wasser durch das Rad fliesst, nach der Anordnung des Wassereinlaufes und nach wichtigen constructiven Dispositonen, lassen sich ferner die gegenwärtigen Turbinen wie nachstehend classificiren:

1) Eine dritte Gattung von Turbinen, die sogenannten Stossräder, sind nicht empfehlenswerth und kann man sie kurz als Druckräder mit schlechtem (unrationellem) Wassereinlauf bezeichnen. Allerdings ist ihr Güteverhältniss nicht kleiner, als das (verticaler) unterschlägiger Wasserräder in geradem Gerinne. Wer sich für die Theorie dieser Turbinen mit Stossrädern interessirt, der findet Hinreichendes hierüber in Poncelet's „Mécanique appliquée aux machines" und in Weisbach's Ingenieur-Mechanik.

I. Turbinen mit Leitschaufeln.

A. Radial-Turbinen.

Das Wasser fliesst in radialer Richtung durch das Rad. Der Leitschaufelapparat liegt in der Ebene des Rades.

a. Vollturbinen.

- α. Mit innerer Beaufschlagung (Fourneyron-Turbinen).
- β. Mit äusserer Beaufschlagung (Francis-Turbinen).

b. Partialturbinen.

- γ. Mit innerer Beaufschlagung (nach Nagel, Schwammkrug und Girard).
- δ. Mit äusserer Beaufschlagung (Tangentialräder), nach Zuppinger.

B. Achsial-Turbinen.

Das Wasser fliesst parallel der Achse durch das Rad. Letzteres liegt unter oder über dem Leitschaufelapparate.

a. Vollturbinen.

b. Partialturbinen.

II. Turbinen ohne Leitschaufeln.

Whitelaw-, Cadiat-, Girard- } Räder.

I. Turbinen mit Leitschaufeln [1].

§. 76.

a. Vollturbinen.

α. Vollturbinen mit innerer Beaufschlagung [2].

Die ursprünglichen Fourneyron'schen Dispositionen dieser Turbinengattungen Fig. 238 für niedrige Gefälle (Niederdruck-

1) Ausser den bereits vorher angeführten Werken und Abhandlungen verdienen hier noch vom constructiven Standpunkte aus folgende hervorgehoben zu werden: Le Blanc, Recueil des machines etc., 3e Part, Pl. 31 bis 34 (Fourneyron's Etagenturbine). — Armengaud, Publication industrielle, Vol. I, Pl. 37 (Fourneyron-Turbine mit Etagen); Vol. VI, Pl. 23 (Turbinen mit umgekehrter Aufstellung). — Bornemann, Geographische Tabelle über die wichtigsten Constructionselemente der Tnrbinen (Civil-Ingenieur, Bd. 4, S. 13 u. 42).

2) Laclonge, Bremsversuche einer nach der Weisbach'schen Theorie

turbinen) und Fig. 244 für hohe Gefälle (Hochdruckturbinen), die sogenannten directen Aufstellungen werden jetzt (wohl allgemein) durch die sogenannte umgekehrte Aufstellung oder der Nagel'schen Disposition Fig. 249 ersetzt, sowie die Hamburger Firma Nagel & Kämp, als die gegenwärtigen Vertreter der radialen Vollturbinen (Reactionsräder) angesehen werden können [1]).

Um möglichst zu vermeiden, dass die Turbine mit nicht ganz vom Wasser ausgefülltem Radkranze arbeitet (nicht als schlechtes Druckrad wirkt, wie schon die unten citirten Versuche des Generals Morin lehrten [2]), theilte später

construirten Fourneyron'schen Turbine (Civil-Ingenieur, Bd. 3, S. 232 und Bd. 4, S. 224; Supplement zum erstgenannten Artikel).

1) Meissner, die hydraulischen Motoren auf der Wiener Weltausstellung. Uhland's Praktischer Maschinenconstructeur, Jahrg. 1874, S. 301. In dieser Quelle finden sich zugleich sämmtliche Gattungen von Turbinen besprochen, welche (zur Zeit) die Firma Nagel & Kämp baut.

2) Zur Beurtheilung der Wirkungsweise einer Fourneyron-Turbine ohne Etagen im Rade führen wir hier einige Resultate Morin'scher dynamometrischer Messungen an einer Turbine zu Mühlbach (Dép. du Bas-Rhin) auf, wobei e die Schützenzughöhe, Q die Aufschlagwassermenge pro Secunde, H das Totalgefälle, n die Umdrehzahl pro Minute, N_n die Anzahl der Nutzpferdekräfte und $\mathfrak{g}$ das Maximum des Güteverhältnisses bezeichnet:

e	Q	H	n	N_n	$\mathfrak{g}$
$0^m,27$	$2^{cm},445$	$3^m,390$	61,5	87,26	0,793
$0^m,20$	$1^{cm},863$	$3^m,398$	49,4	59,77	0,785
$0^m,15$	$1^{cm},586$	$3^m,035$	58,25	43,80	0,696
$0^m,09$	$1^{cm},016$	$3^m,207$	45,25	22,7	0,524

Gegen diese Morin'schen Versuche sind namentlich von Laclonge (Civil-Ingenieur, Bd. 3, S. 241) erhebliche Bedenken hinsichtlich der zu niedrigen Wassermessung erhoben worden, die wir um so mehr theilen, als die Mühlbacher Turbine eine der älteren Fourneyron's ist. Laclonge findet bei Versuchen (a. a. O.) mit einer von ihm für die Schiesspulvermühle zu Saint-Médard construirten Turbine den höchsten Wirkungsgrad nur 0,626, erklärt dies jedoch dadurch, dass durch die Liederung etwas Wasser verloren ging. Mit Bezug auf die Grundrissfigur 240 (S. 373) hatte Laclonge bei seiner Turbine gewählt: $\angle\, acd = \alpha = 33^0$, $\angle\, fgb = \beta = 90^0$, $\angle\, ihk = \delta = 17^0\, 23'$. Das Gefälle beim höchsten Wirkungsgrade betrug $H = 2{,}189$, die Wassermenge $Q = 0^{cm},287$ und pro Minute machte die Turbinenwelle 91,3 Umläufe. Die Aufstellung war direct.

Ein Bremsversuch mit einer Fourneyron'schen Vollturbine mit indirecter Aufstellung (nach Nagel) wurde am 13. April 1861 in Malapane vorgenommen, worüber die Zeitschrift für deutsche Ingenieure, Bd. V, S. 246, berichtet. Das

Fourneyron die Höhe seines Rades A (Fig. 238) durch parallele Kränze in über einander liegende Etagen (Etagenräder), sogenannte Zwischenkronen.

Leider verursacht die Herstellung dieser Etagen eben so viel Arbeit, wie Kosten, und hilft dennoch nicht für alle vorkommenden veränderlichen Wassermengen.

Um die Fourneyron'schen Reactionsturbinen zu vortheilhaft wirkenden Druckturbinen zu machen, wendet Girard (a. a. O. S. 1), wie schon oben S. 396 erwähnt, luftdichte Räume an, worin er das Turbinenrad laufen lässt und darin mittelst Compressionspumpen die umgebende Luft derartig verdichtet, dass diese auf das Unterwasser drückt und dessen Spiegel so weit niedertreibt, bis die Turbine in dieser gepressten Luft umläuft. Nach Versuchen von Tresca soll der Wirkungsgrad derartiger Turbinen bei Gefällen, die von 4 bis 12 Meter variiren, nicht unter 0,65 herabkommen, bei höheren Gefällen bis zu 0,75 betragen etc.

Leider sind derartige Turbinen zu complicirt und verhältnissmässig zu theuer.

Der einzig richtige Weg zur Benutzung veränderlicher Wassermengen durch Reactionsturbinen (mit Leitschaufeln) ist die gleichzeitige Veränderung sämmtlicher Durchflussquerschnitte in ihrem ganzen Vorlaufe durch Leitrad und Laufrad, was man durch eine bewegliche Krone erreicht. Giebt man überdies dem Laufrade sogenannte Reactionsschaufeln (S. 387, Fig. 251), so erhält man das vortrefflichste Wasserrad seiner Art, was namentlich für Unterwassergang ausgezeichnet ist und bei den veränderlichsten Wassermengen einen unveränderten Wirkungsgrad liefert[1]).

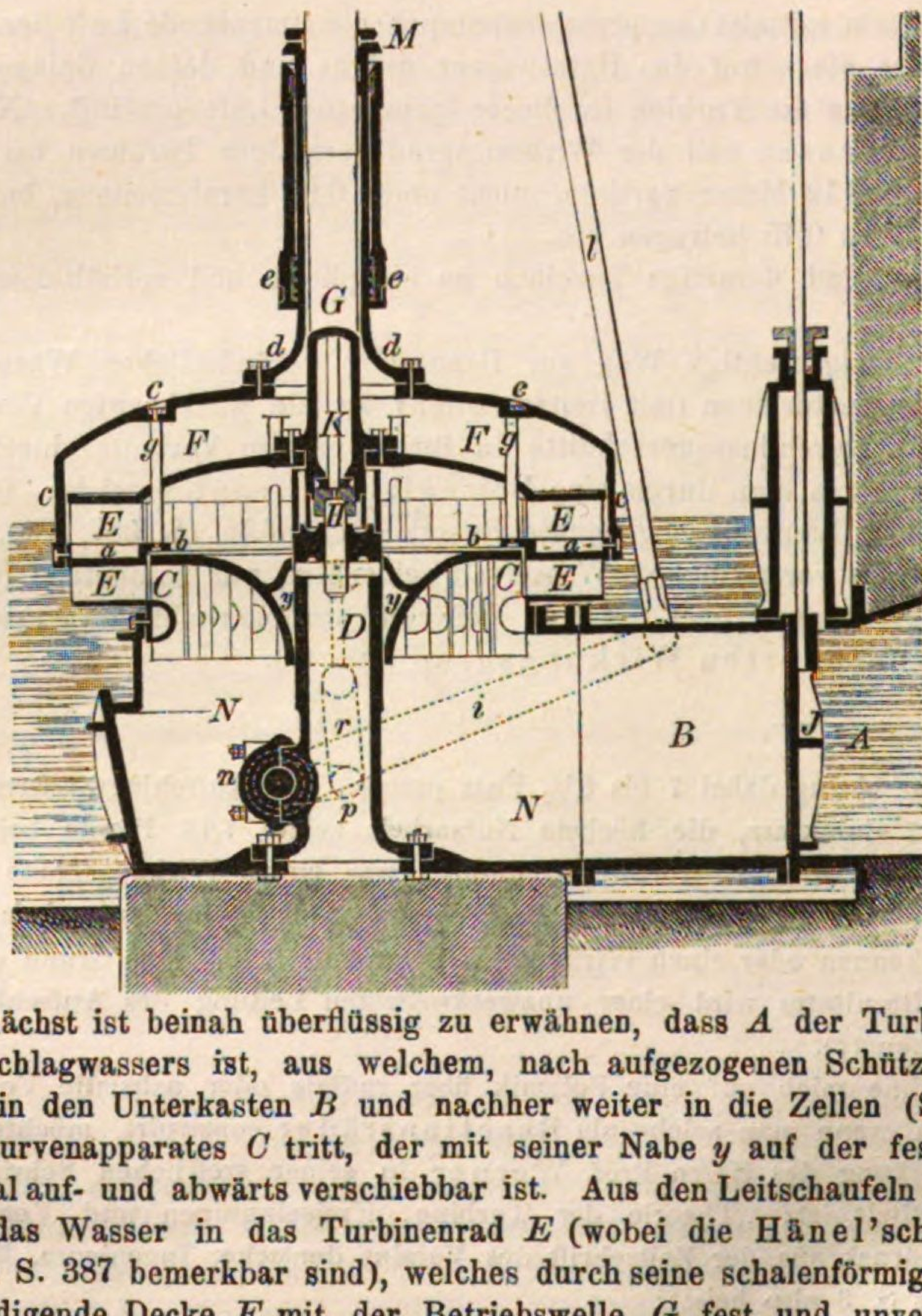
Totalgefälle betrug dabei 7 bis $8^1/_2$ Fuss preuss., die Aufschlagwassermenge pro Secunde 17 Cubikfuss, die höchste Nutzarbeit zeigte 7,16 Pferde bei 60 Umdrehungen pro Minute bei voller Oeffnung, was einem Wirkungsgrade von 0,70 entspricht. Der Mittelwerth aus allen Versuchen liess eine Nutzarbeit von 6,37 Pferden erkennen oder einen Wirkungsgrad von nur 0,63. Der Grund dieses ungünstigen Resultates wird einer unzweckmässigen Leitung des Aufschlagwassers zugeschrieben (?).

1) Ohne mich auf eine Polemik über radiale oder achsielle Vollturbinen einzulassen, wenn man solche als Reactionsräder construirt, möchte ich hier eine Bemerkung des Herrn Prof. Werner in seiner trefflichen Schrift citiren, welche betitelt ist: „Theorie der Turbine, Kreiselpumpen und Ventilatoren" (Separatabdruck aus der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XIV), woselbst es S. 8 also heisst:

„Bedenkt man, dass bei den Druckturbinen der ganze zu Gebote stehende Druck des Wassers in Geschwindigkeit umgewandelt und wieder zum grössten Theil in nutzbaren Druck gegen die Radschaufeln zurück verwandelt wird, und erwägt man, dass eine jede solche Umwandlung nicht ohne innere Arbeit oder Verlust an mechanischer Kraft des Wassers vor sich geht, so wird man den Reactionsturbinen in dieser Hinsicht den Vorzug einräumen, da bei denselben nur ein Theil des Gefälldruckes jener theilweisen zweimaligen Umwandlung unterworfen ist, während der andere Theil direct an dem auf die Schaufeln in deren Bewegungsrichtung wirkenden Gesammtdurck Antheil nimmt."

Nachstehende Fig. 255 (Verticaldurchschnitt) und 256 (Horizontaldurchschnitt) stellen die Nagel & Kämp'schen Reactionsturbinen für veränderliche Wassermengen nach Zeichnungen dar, welche mir seiner Zeit bei der Beurtheilung der Patentirung der Construction (für das Königreich Hannover) vorlagen und worüber ich bereits in den Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins, Jahrgang 1870, S. 29 ff. Bericht erstattete[1]).

Fig. 255.

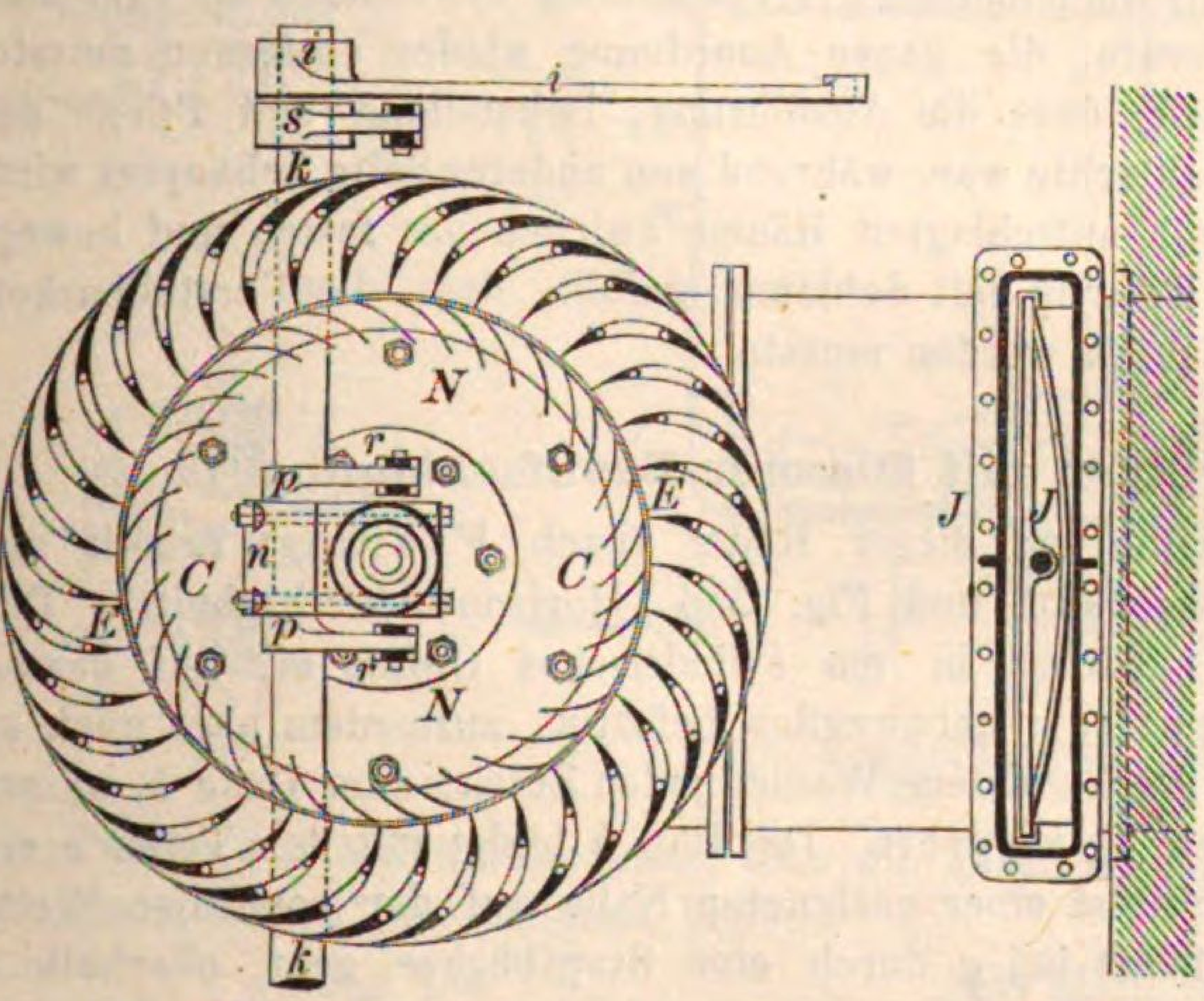


Zunächst ist beinah überflüssig zu erwähnen, dass A der Turbinencanal des Aufschlagwassers ist, aus welchem, nach aufgezogenen Schützen J des Wassers in den Unterkasten B und nachher weiter in die Zellen (Schaufeln) des Leitcurvenapparates C tritt, der mit seiner Nabe y auf der festen Säule D vertical auf- und abwärts verschiebbar ist. Aus den Leitschaufeln kommend, gelangt das Wasser in das Turbinenrad E (wobei die Hänel'schen Rückschaufeln S. 387 bemerkbar sind), welches durch seine schalenförmige in einer Nabe endigende Decke F mit der Betriebswelle G fest und unveränderlich verbunden ist. Der Zapfen H (von der Anordnung Fig. 255) erhält seine continuirliche Oelung durch die in der hohlen Welle G aufwärts gehenden Röhre K.

1) Obige Abbildung stimmt übrigens genau mit der überein, welche sich in der vorher citirten Meissner'schen Abhandlung, sowie im Berichte des Herrn Professor Radinger über die Motoren der Wiener Ausstellung von 1873 (österr. amtlicher Bericht, Heft 83, S. 243) vorfindet.

Den wichtigsten Theil der ganzen Anordnung bildet eine stellbare Decke für die Canäle *C* und *E*. Hierzu hat man zwischen je zwei Schaufeln des Rades *E* kleine Platten *aa* eingelegt, welche die Form des durch den Grundriss bestimmten Zwischenraums zweier Radschaufeln haben. Diese sämmtlichen Platten sind am inneren Umfange des Rades *E* durch einen Winkelring *b*, am äusseren Umfange aber durch eine Schaale *c* so mit einander verbunden, dass sämmtliche Platten vereint die gedachte stellbare Decke bilden.

Fig. 256.



Die Schaale *c* oder Kuppel (an welche zur besseren Versteifung der Winkelring *b* mittelst der Schraubenbolzen *g* aufgehangen ist) endigt oberwärts in die eingeschobene Hülse *d*, welche in einem sogenannten Kammzapfen *e* läuft, der nach oben hin gegen die Turbinenwelle *G* durch eine Stopfbüchse *M* gedichtet ist. Die Lagerschaale ist in einer (in unserer Abbildung weggelassenen[1]) Traverse befestigt, welche an den Wänden der Turbinenkammer gehörige verticale Führung findet und dadurch zugleich an jeder Theilnahme an der Umdrehung der Turbinenwelle gehindert wird.

Zur erforderlichen Stellung der Zwischenkronen *aa* hat man nachbemerkte Anordnung getroffen. Zwei mit *l* bezeichnete Stangen (auf jede Seite der Turbine eine), die durch oberhalb placirtes Zahngetrieb und Kurbel gehoben werden können, umfassen unterhalb beide eine mit Stopfbüchsen durch den Schachtcylinder *NN* gehende horizontal gelagerte Welle *kk* (Fig. 256), welcher durch Hebel *i* (ebenfalls auf jeder Seite einer) eine oscillatorische Drehung ertheilt werden kann. Auf der Welle *k* sind ferner, ausserhalb des Turbinenkastens *N*, die Kurbeln *ss* befestigt, von denen aus durch Zugstangen die erwähnte oscillatorische Bewegung der Welle *kk* in eine auf- und abgehende Bewegung der vorgedachten Traverse und mit dieser und damit zugleich der Schaale *dc* verwandelt wird. Gleichzeitig erfolgt aber auch eine entsprechende Verstellung der Leitschaufeln *C*, indem die beiden, ebenfalls auf der Welle *kk* befestigten, im Innern von *NN* liegenden Hebel *pp* und Gehänge *rr* an der Nabe *y* des Leitcurvenapparates *C* angreifen. Geeignete Stopfbüchsen und das innere Lager *n* dienen der Welle *kk* zur entsprechenden Führung. Zu

1) Vollständigere Zeichnungen enthält der bereits citirte Jahrgang (1870) der Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins.

bemerken dürfte endlich noch sein, dass die Kuppel *ccdd* nebst der oberen Stopfbüchse *M* auch den Zweck haben, den nicht beaufschlagten Theil des Rades *E* vollständig abzuschliessen, damit nicht, wie es sich bei Etagenrädern mit mehreren leer gehenden Etagen (Kronen) gezeigt hat, der obere Theil des Rades als Centrifugalpumpe wirkend, ein kraftraubendes Wirbeln im Unterwasser erzeugen könnte.

Was schliesslich die in meinem vorerwähnten Berichte (a. a. O., S. 32) citirte Nachricht aus der Nordheimer Mühle (Bd. 2, S. 392 dieses Werkes) betrifft, dass man, wegen ungleichförmiger Vertheilung der Massen an dem ausgeführten Schützenapparate, die ganze Anordnung wieder entfernen musste, so ist dabei zu bemerken, dass die Ausführung, Behandlung und Pflege des Apparates eine gleich schlechte war, während von anderer Seite behauptet wird, es hätten sich die nicht beaufschlagten Räume zwichen der festen und beweglichen Krone allmälig derartig mit Schlamm gefüllt, dass die Verstellbarkeit des Apparates beeinträchtigt werden musste.

β. Vollturbinen mit äusserer Beaufschlagung [1]).

Die Art der Ausführung dieser Räder (nach Francis) erhellt aus Fig. 257 (Verticaldurchschnitt) und Fig. 258 (Horizontaldurchschnitt). Das Aufschlagwasser tritt zunächst in ein cylindrisches Gefäss *m*, auf dessen Boden der Leitcurvenapparat *a* unbeweglich befestigt, ausserdem aber noch so gestaltet ist, dass eine Decke *i* dem Wasser jeden Zutritt zum Rade *b*, ausser dem ringförmigen Canale *d*, verwehrt. Das Rad *b* bildet mit dem Teller *c* ein Ganzes und ist bei *f* mittelst einer geeigneten Nabe auf der verticalen Welle *fgh* befestigt, die natürlich bei *g* durch eine Stopfbüchse geht, oberhalb *h* aber aufgehangen und daselbst drehbar gemacht ist, wie dies Fig. 259 und 260 erkennen lassen.

Die Schützenanordnung kann entweder (nach Redtenbacher) so gewählt werden, wie durch die Buchstaben *k* und *l* angedeutet ist, wo sich ein beweglicher Cylinder *l* an dem unteren äusseren Rande des Schachtes *k* anschliesst, oder besser (nach Zeuner), indem man bei *p* ein festes Lager aufstellt, das bis unter *f* reicht, und daselbst ohne Weiteres die Spurplatte anbringt, oder endlich (nach Francis), indem man die Decke *i* nicht mit *a* verbindet, vielmehr oben bei *n* aufhängt und zwischen *i* und *a* bei *r* eine gehörige Spalte lässt, um dadurch ebenfalls Platz für den Schützen zu gewinnen.

Was das vorbemerkte Aufhängen der Welle *fh* (den Ueberwasserzapfen) betrifft, so hat Francis für den gedachten Zweck das obere Ende *h* derselben mit horizontalen parallelen Ringen (nicht Schraubengewinden) *p* versehen, die in dem Rothgusskörper *q* gehörig Platz finden, so dass überhaupt ein sogenannter Ringzapfen (auch Kammzapfen mit Kammlager genannt) gebildet wird. Der Körper *q* ist nämlich an seinem äusseren Mantel mit zwei

1) Theorie und Entwurf einer Reactionsturbine mit äusserer Beaufschlagung von Dr. Gustav Zeuner (Civil-Ingenieur, Bd. 2, 1854, S. 101.) — Ebendaselbst, S. 182. — Prof. Schneider, im Programm der königl. polytechn. Schule in Dresden, Schuljahr 1856—1856, S. 3 unter der Ueberschrift „Ueber die von aussen beaufschlagten Turbinen."

diametrial einander gegenüberstehenden Nasen (Zapfen) *v* (Fig. 260) versehen, die auf einem Stellringe *s* ruhen, die sich wieder mittelst zweier Stellschrauben *t* auf den unbeweglichen Lagerkörper *r* stützt und wobei den beiden unteren Enden der Schrauben *t* derartig eine geringe Drehung (zugleich mit dem Ringe *s*) in

Fig. 259.

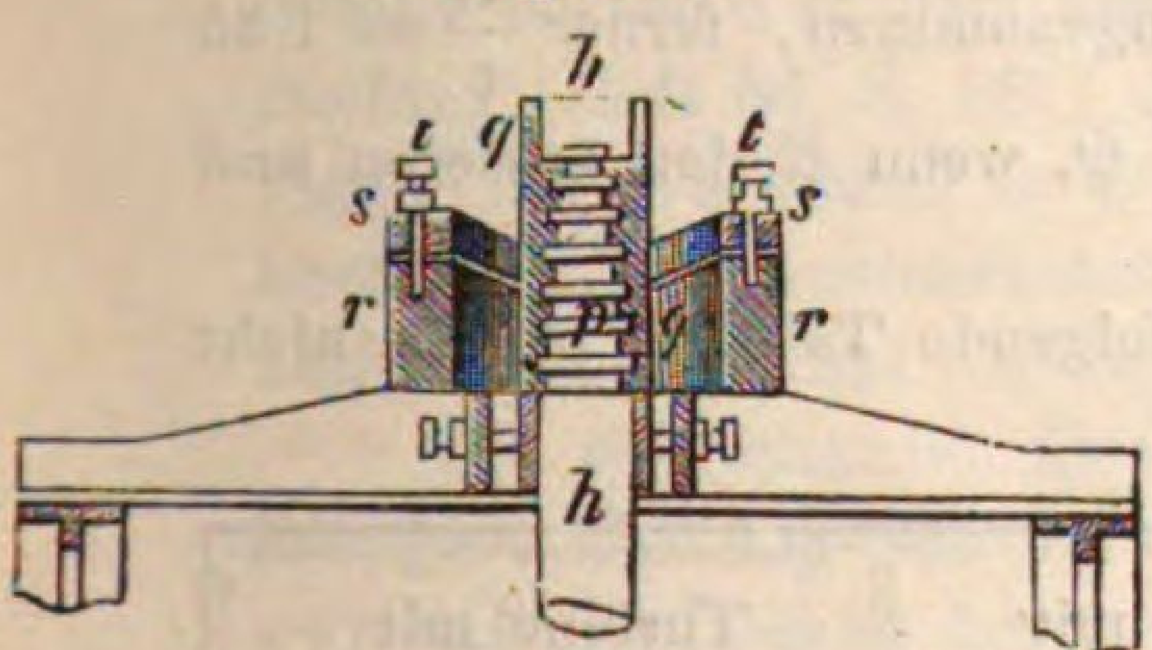


Fig. 257.

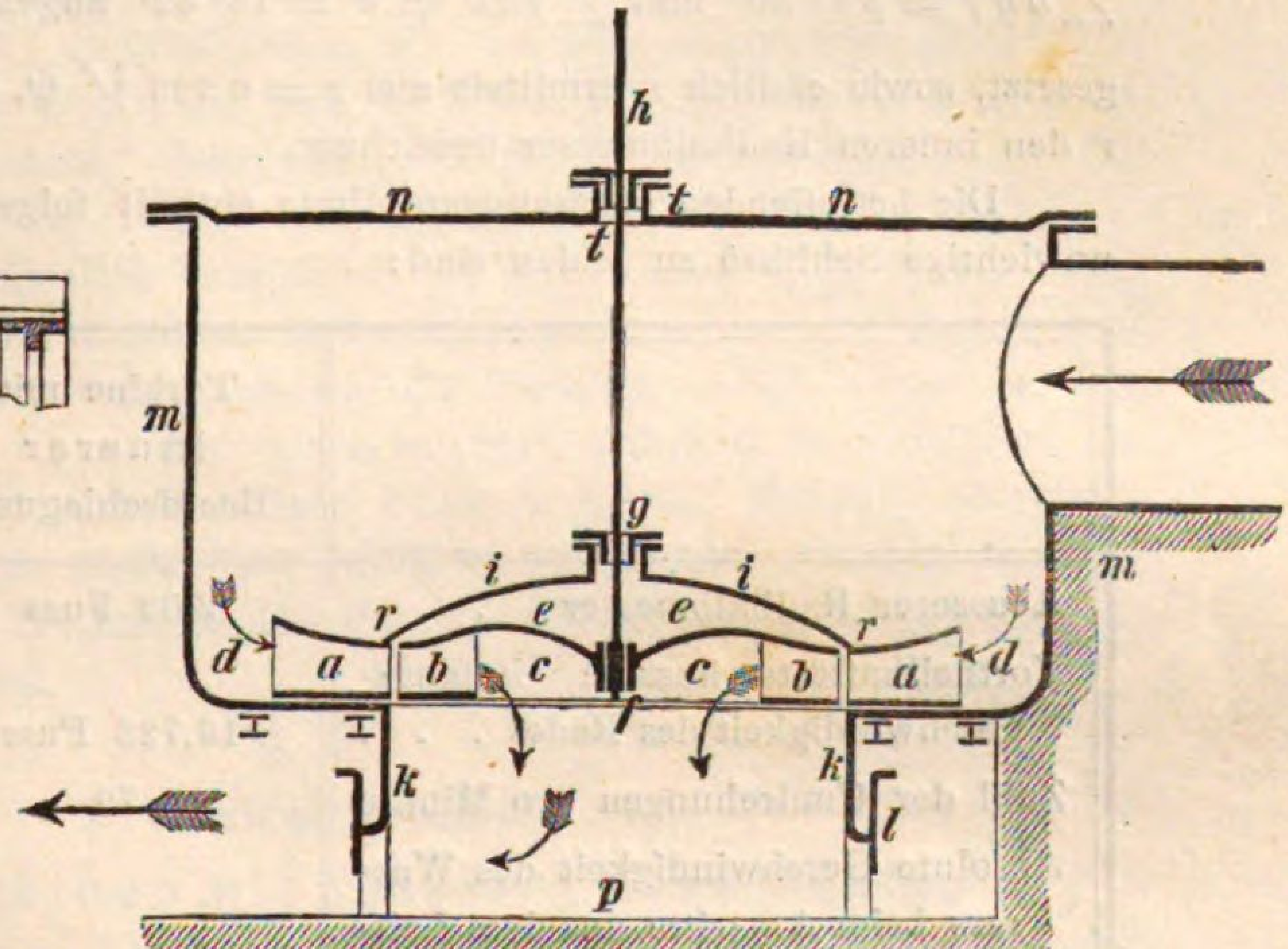
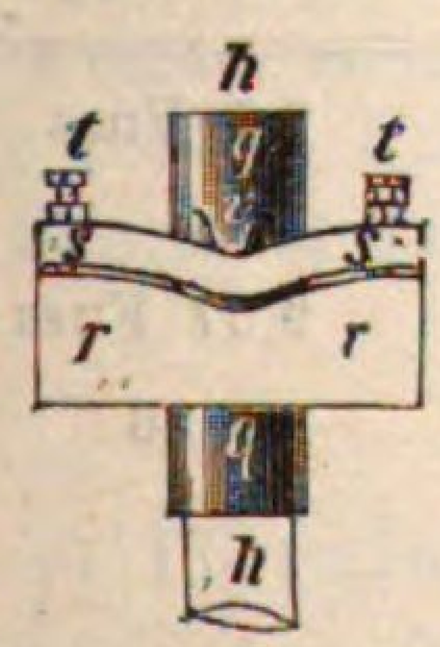
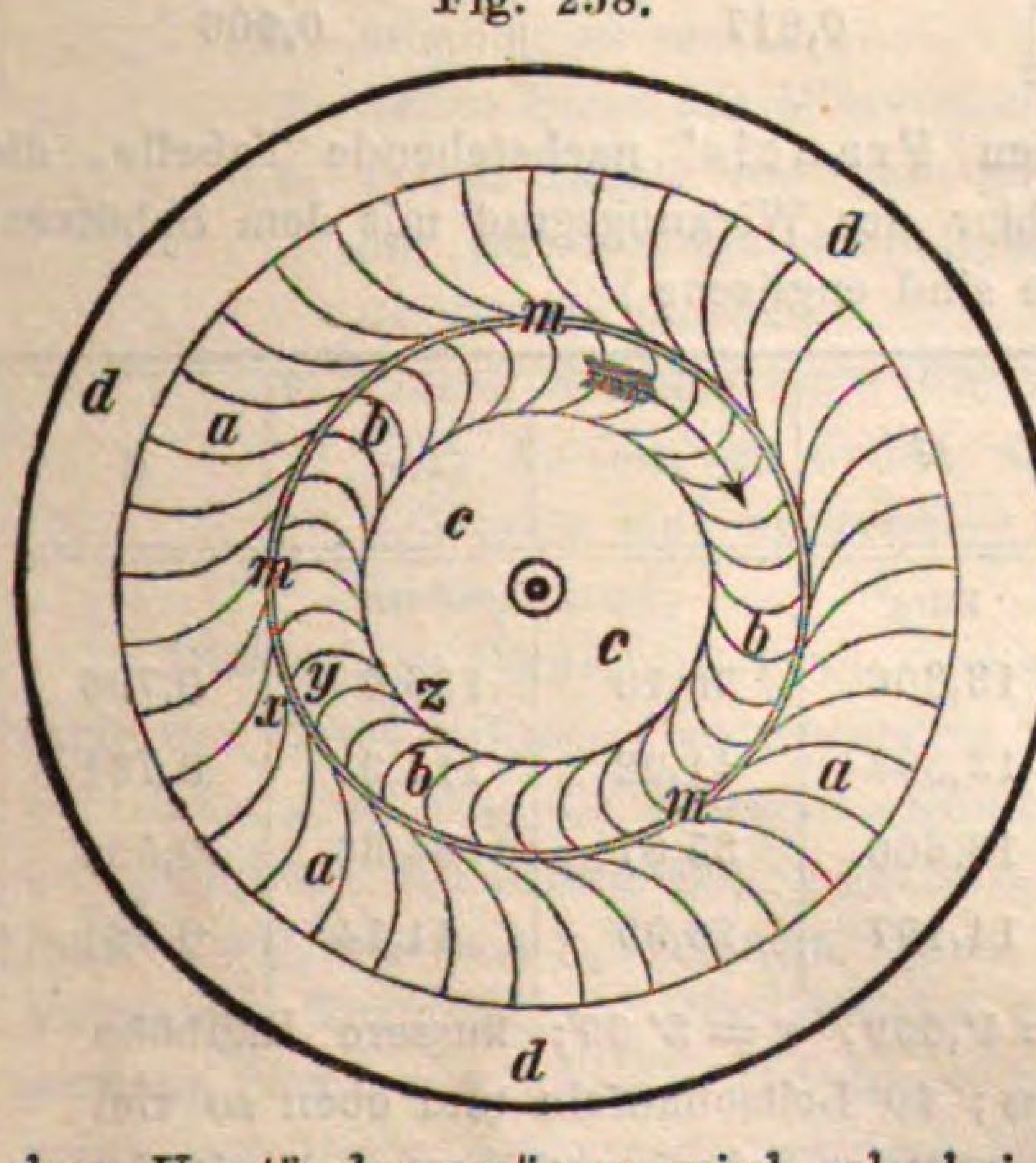


Fig. 260.



einer Pfanne gegeben werden kann, dass die ganze Aufhängung überhaupt ein sogenanntes Hook'sches Gelenk bildet.

Fig. 258.



Aus Allem erhellt ohne Weiteres, dass diese Gattung Räder überall leicht zugänglich ist (zumal wenn bei Wassergefällen von geringer Höhe die Decke *n* mit der Stopfbüchse *t* nicht erforderlich wird) und ohne Schwierigkeit leicht herausgenommen werden kann. Ferner bieten sie noch den Vortheil, dass die hydraulischen Widerstände (welche mit dem Quadrate der Geschwindigkeiten wachsen) beim Durchfliessen des Wassers durch das Rad geringer werden, weil die Centrifugalkraft der Ausflussgeschwindigkeit entgegenwirkt und diese vermindert, daher auch ihr Wirkungsgrad unter sonst gleichen Umständen grösser wird, als bei der vorigen Radgattung[1]). Francis hat u. a. solche Räder bis zu 230 Pferdekräften ausgeführt und mit denselben

1) Zeuner hat für beide Turbinengattungen, d. h. mit innerer und äusserer Beaufschlagung (Civil-Ingenieur, Bd. 2, S. 110) einen und denselben Fall, nämlich $Q = 20$ Cubikfuss und $H = 5$ Fuss, durchgerechnet.

Wirkungsgrade von beinahe 80 Procent erhalten[1]). Ein nicht geringer Uebelstand ist der verhältnissmässig grosse Durchmesser dieser Räder[2]).

Dazu (mit Bezug auf die Bezeichnung in Fig. 240) $\angle acd = \alpha = 30^0$, $\angle bgf = \beta = 80^0$ und $\angle ihk = \delta = 16^0 42'$ angenommen, ferner $\frac{R}{r} = 1{,}35$ gesetzt, sowie endlich r ermittelt aus $r = 0{,}326 \sqrt{Q}$, wenn R den äusseren und r den inneren Radhalbmesser bezeichnet.

Die betreffenden Rechnungsresultate enthält folgende Tabelle, woraus nicht unwichtige Schlüsse zu bilden sind:

	Turbine mit innerer Beaufschlagung.	Turbine mit äusserer Beaufschlagung.
Aeusserer Radhalbmesser	2,02 Fuss	2,5 Fuss
Vortheilhafteste äussere Umfangsgeschwindigkeit des Rades . . .	16,723 Fuss	9,57 Fuss
Zahl der Umdrehungen pro Minute	79	36
Absolute Geschwindigkeit des Wassers beim Austritte aus dem Leitcurvenapparate	12,989 Fuss	15,490 Fuss
Absolute Geschwindigkeit des Wassers beim Austritte aus dem Rade	4,860 Fuss	2,660 Fuss
Theoretischer Wirkungsgrad . . .	0,817	0,906

1) Wir entnehmen den Versuchen Francis' nachstehende Tabelle, die namentlich erkennen lässt, dass auch hier der Wirkungsgrad mit dem Schützenzuge bedeutend abnimmt. (Die Maasse sind englische.)

Höhe des Schützenzuges.	Q	H	n	N_n	$\mathfrak{g}$
	Cubikfuss.	Fuss.			
Vollständig geöffnet, $e = 12''$	113,09	13,356	38,18	136,5	0,796
$^3/_4$ geöffnet, $e = 9''$.	104,23	13,304	41,92	114,9	0,731
$^1/_2$ geöffnet, $e = 6''$.	91,69	13,606	35,87	84,36	0,596
$^1/_4$ geöffnet, $e = 3''$.	67,03	14,197	29,95	41,14	0,381

Hauptdimensionen: $R = 4',669$, $r = 3',99$; äussere Radhöhe 10 Fuss; innere Radhöhe 1,23 Fuss; 40 Leitschaufeln und eben so viel Radschaufeln. Wassermessung: mittelst Schwimmstäben und mittelst eines Ueberfalles.

2) Herr Prof. Werner in seiner bereits wiederholt erwähnten „Theorie der Turbinen etc.“ (auch Bd. XIII der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure) hebt ganz richtig hervor, dass es zur Erzielung eines möglichst hohen Nutzeffectes bei Turbinen besonders darauf ankomme:

Nach unserem Wissen bauten auf dem Continente von Europa namentlich die Firmen Maschinenfabrik St. Georgen bei St. Gallen in der Schweiz, Gebrüder Fischer in Wiener Neustadt und P. Fischer in Wien Francis-Turbinen mit besonderem Erfolge, in welcher Beziehung wir jedoch sowohl auf die interessanten Mittheilungen des Professors Radinger verweisen müssen, welche derselbe in dem officiellen österr. Berichte über die Wiener Weltausstellung (Heft 83, S. 251) veröffentlichte, als auf beachtenswerthe Artikel des Ingenieurs Meissner in Wien, die sich in Uhland's Zeitschrift „Der praktische Maschinenconstructeur," Jahrgang 1874, S. 45 und 346 abgedruckt vorfinden und mit zwei Tafeln (Nr. 11 und 85) Zeichnungen begleitet sind.

Die vorgenannten Quellen bezeichnen als neu die hier angewandte Regulirungsvorrichtung für verschiedene Aufschlagwassermengen, die sich jedoch nur auf das Leitrad beschränken, nennen die Turbine deshalb „System Lejeune" (wahrscheinlich Name des Constructeurs), während eine ähnliche Anordnung bereits vor 1864 vom Professor Fink in Berlin, ebenfalls für Francis-Turbinen, mehrfach in Ausführung gebracht wurde, und worüber im Jahrgange 1864 S. 318 der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure ausführlich Bericht erstattet wird.

§. 77.

b) Partialturbinen.

γ) Partialturbinen mit äusserer Beaufschlagung[1]). — Von den Turbinen dieser Gattung verdienen besonders die hervorgehoben zu werden, wobei (nach Zuppinger) das Auf-

1. Die Durchflussgeschwindigkeit, im Ganzen genommen, so gering wie möglich zu machen.
2. Jeden Stoss des Wassers zu vermeiden.
3. Durch Canäle von nicht zu starker, aber gleichmässiger Convergenz die Durchflussgeschwindigkeit des Wassers möglichst wenig veränderlich zu machen.
4. Solche Systeme zu wählen, bei denen möglichst flache Schaufeln Anwendung finden, damit jede starke Krümmung der von den Schaufeln eingeschlossenen Wasserströme so weit wie thunlich vermieden wird.

Diesen vier Forderungen entsprechend, kommt der Autor im weiteren Verlaufe der Entwickelungen zu folgendem Schlusse:

„Es sind also die äusseren (Francis-) Turbinen, mit Rücksicht auf Nr. 1 der gestellten Anforderungen, vortheilhafter, als die achsialen oder gar die inneren (Fourneyron-) Turbinen. Aber auch dadurch zeichnen sich die äusseren Turbinen vor den anderen aus, dass sie, der vierten Bedingung am meisten nachkommend, die flachesten Schaufeln erhalten, ja letztere können sogar geradlinig genommen werden, wie bereits Francis durch Experimente (S. 391; Note 5) nachgewiesen hat und was die Werner'sche Theorie nur bestätigt.

Eine auf zwei Blättern der „Zeichnungen für die Hütte" (Jahrg. 1868) dargestellte Francis-Turbine des Herrn L. Bienert in Thale findet sich daselbst unter Nr. 15^{a} und 15^{b}.

1) Hülsse und Brückmann, Dynamometrische Versuche mit (Zuppin-

schlagwasser nahezu tangential, entweder an einer Stelle des Radumfanges, wie Fig. 261 zeigt, oder an zwei Stellen in das Turbinenrad geleitet wird, und die man hiernach Tangentialräder mit einem Einlaufe oder mit mehreren Einläufen nennt [1]).

Diese Räder sind von ganz entschiedenem Nutzen, wenn geringe Wassermengen bei sehr hohen Gefällen zur Disposition stehen, weil unter solchen Verhältnissen die Vollturbinen klein und für gute Constructionsanordnungen so ungünstig ausfallen, dass in der Regel nur ein geringer Nutzeffect zu erwarten ist, nicht zu gedenken, dass zugleich die Geschwindigkeit ihrer Umdrehbewegung enorm gross wird, während die Tangentialräder ihrer verhältnissmässig grösseren Durchmesser wegen weniger Umdrehungen machen. Allerdings ist ihr Güteverhältniss nicht viel höher als 0,70 zu bringen, indessen immer genug unter den vorher erwähnten Umständen, zumal wenn man gleichzeitig die wahrscheinlich geringeren Kosten der Ausführung gegenüber einer Fourneyron-schen Vollturbine (wie die zu St. Blasien, Fig. 244) in Betracht zieht und endlich auch berücksichtigt, dass sie sich bei veränderlichen Aufschlagwassermengen mit recht zweckmässigen Regulirungsschützen ausstatten lassen [2]).

Da man diese Räder, wie gesagt, nur bei hohen Gefällen mit rechtem Nutzen anwenden, sie also wohl niemals im Unterwasser waten, vielmehr in der freien Luft laufen lassen wird, so gehören sie zur Gattung der Turbinen, welche mit nur zum Theil vom Wasser ausgefüllten Radzellen arbeiten, d. h. zu den schon oft erwähnten Druckturbinen [3]).

ger'schen) Tangentialrädern. Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1849, S. 577, und von Brückmann allein, ebendas., S. 1281. — Zuppinger; Bemerkungen über den Nutzeffect hydraulischer Motoren. Centralblatt für die deutsche Papierfabrikation, Bd. 4, 1856 bis 1857, S. 26. — Bremsversuch an einer Escher und Wyss-Tangentialturbine für die Papierfabrik von Moes in Piliar. Ebendaselbst, Bd. 4, 1856, S. 189. — Ueber Bremsversuche mit einer Hartmann'schen Tangential-Turbine handelt ein Aufsatz des Verfassers in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbe-Vereins Jahrg. 1868, S. 160 ff.

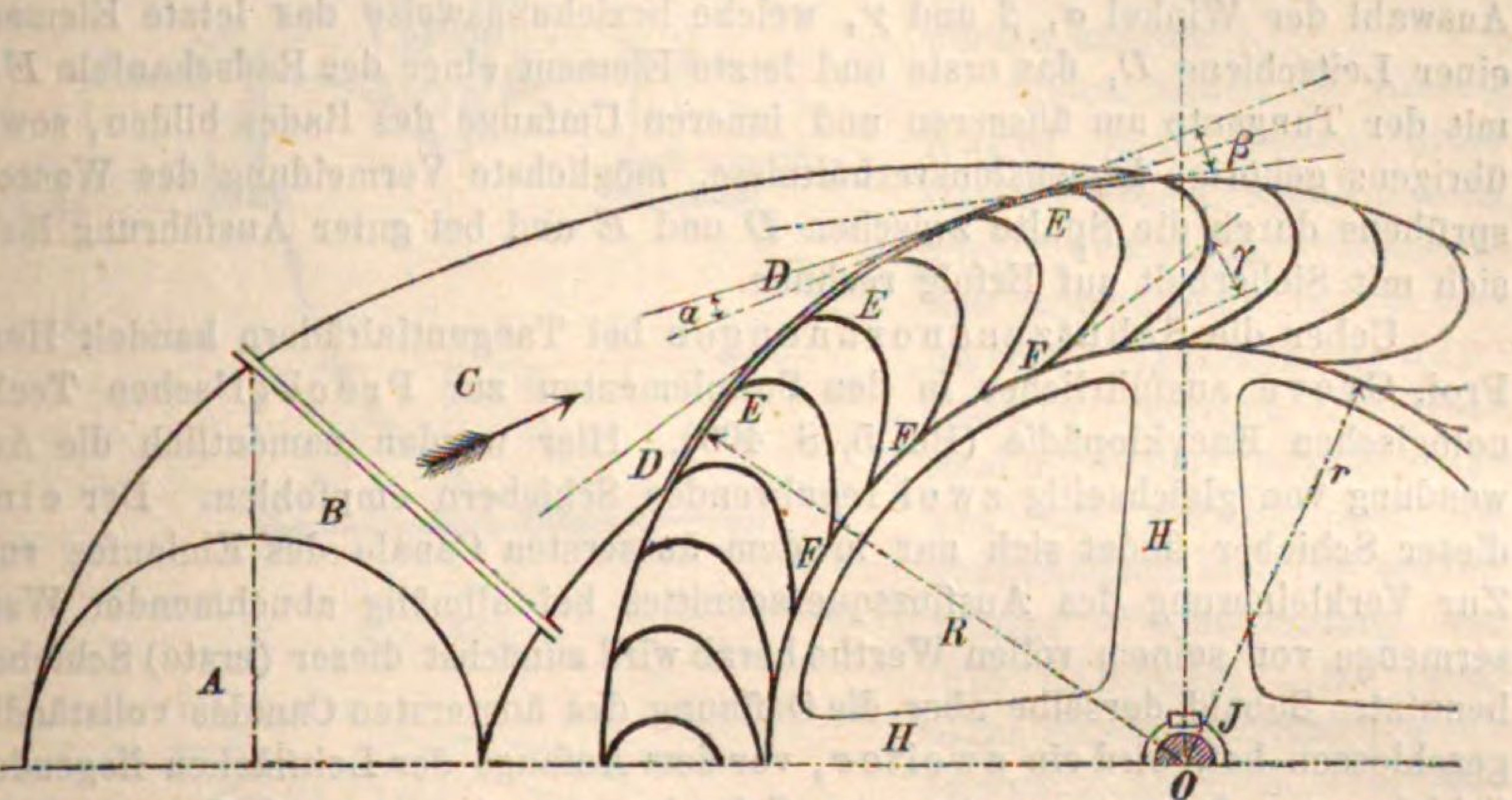
1) Schöne, für den Constructeur brauchbare Abbildungen solcher Tangentialräder finden sich auch in der 2. Aufl. (Taf. XX) von Redtenbacher's Theorie und Bau der Turbinen. Ferner in der Sammlung von Zeichnungen für die „Hütte", Jahrg. 1865, Nr. 20.

2) Ein sehr unangenehmer Umstand ist übrigens noch die Möglichkeit verhältnissmässig grosser Wasserverluste durch den Spielraum zwischen den Bogenrändern D des Einlaufes und den inneren Umfängen E des Rades, wenn dieser zu gross ist (streng genommen dürfte der Spielraum nur Bruchtheile eines Millimeters betragen), oder das Rad nicht sorgfältig genug ausgeführt oder mit nicht gehöriger Aufmerksamkeit montirt ist.

3) Unter den vorher citirten dynamometrischen Versuchen scheinen mir (auch entsprechend einer desfallsigen Bemerkung Redtenbacher's in seinem Turbinenwerke) besonderen Werth diejenigen zu haben, welche Brückmann mit den von Escher und Wyss bezogenen Turbinen der Jordan'schen Mahlmühle in Tetschen anstellte (Polytechnisches Centralblatt, 1849, S. 1281), von denen wir hier einige Resultate mittheilen:

In Fig. 261 ist durch den Kreis A das Zuleitungsrohr des Betriebswassers angedeutet, welches sich weiter hin in den rüsselförmigen Einlauf $B\,C$ fortsetzt.

Fig. 261.



Im Rohre A, in gehöriger Entfernung über der Ausflussstelle C, befindet sich übrigens noch eine sogenannte Drehklappe, um nach Umständen das Rad ganz

			Q	H	n	N_n	Maximum von $\mathfrak{g}$
Die Drosselklappe auf Null gestellt, d. h. ganz geöffnet.		Drei Leitschaufelcanäle offen	$0^{cm},1943$	$5^{m},813$	60,75	10,58	0,702
		Zwei Leitschaufelcanäle offen	$0^{cm},1474$	$5^{m},784$	64,0	7,37	0,648
		Ein Leitschaufelcanal offen	$0^{cm},0806$	$5^{m},797$	73,25	4,11	0,660*)
Alle Leitschaufeln offen.		Die Drosselklappe auf 30 Grad gestellt . .	$0^{cm},196$	$2^{m},769$	60,16	10,57	0,79
		Die Drosselklappe auf 60 Grad gestellt . .	$0^{cm},179$	$5^{m},804$	64,0	8,14	0,58

Dimensionen und Bemerkungen: Raddurchmesser $= 2\,R = 5$ Fuss engl.; Kranzbreite $= R - r = 5$ Zoll; Kranzhöhe $= 11^1/_2$ Zoll; Schaufelzahl $= 75$. Die Wassermessungen wurden mit Hülfe eines besonders eingebauten Ueberfalles ausgeführt.

*) In der Brückmann'schen Tabelle ist fälschlich 0,690 gesetzt, während die betreffenden Angaben liefern: $\mathfrak{g} = \frac{4,11}{6,23} = 0,66$. Die Richtigkeit dieses letzteren Werthes erklärt sich auch aus den später von Brückmann gemachten Folgerungen.

trocken legen zu können. Die Leitcurven werden von vertical stehenden Platten D gebildet, die zugleich als Schieber benutzt werden, um grösseren oder geringeren Wassermengen den Eintritt gestatten zu können. Durch richtige Auswahl der Winkel α, β und γ, welche beziehungsweise das letzte Element einer Leitschiene D, das erste und letzte Element einer der Radschaufeln EF mit der Tangente am äusseren und inneren Umfange des Rades bilden, sowie übrigens gehörige Dimensionsverhältnisse, möglichste Vermeidung des Wassersprühens durch die Spalte zwischen D und E und bei guter Ausführung lässt sich mit Sicherheit auf Erfolg rechnen.

Ueber die Schützenanordnungen bei Tangentialrädern handelt Herr Prof. Grove ausführlicher in den Supplementen zur Prechtl'schen Technologischen Encyklopädie (Bd. 5, S. 409). Hier werden namentlich die Anwendung von gleichzeitig zwei regulirenden Schiebern empfohlen. Der eine dieser Schieber findet sich nur in dem äussersten Canale des Einlaufes vor. Zur Verkleinerung des Ausflussquerschnittes bei allmälig abnehmender Wassermenge von seinem vollen Werthe herab wird zunächst dieser (erste) Schieber benutzt. Sobald derselbe aber die Oeffnung des äussersten Canales vollständig geschlossen hat, wird ein zweiter, vor dem Anfange der Leitflächen liegender Schieber von der entgegengesetzten Seite her um eine ganze Oeffnung vorgeschoben und gleichzeitig der erste Schieber wieder geöffnet etc. Hierbei können die Leitschaufeln sehr schwach gehalten werden, so dass man einen äusserst geschlossenen Strahl erhält.

2) Partialturbinen mit innerer Beaufschlagung[1]. — Diese Turbinengattung theilt (nach Versuchen, welche der Verfasser in der Quirl'schen Papierfabrik unweit Osnabrück, anzustellen Gelegenheit fand) mit der vorigen die gute Eigenschaft, dass der Wirkungsgrad bei veränderlichem Wasserstande ziemlich constant bleibt, sowie es ferner scheint, als wäre der Wasserverlust in der Spalte zwischen Radumfang und Leitcurvenenden geringer wie bei den Tangentialturbinen.

Fig. 262.

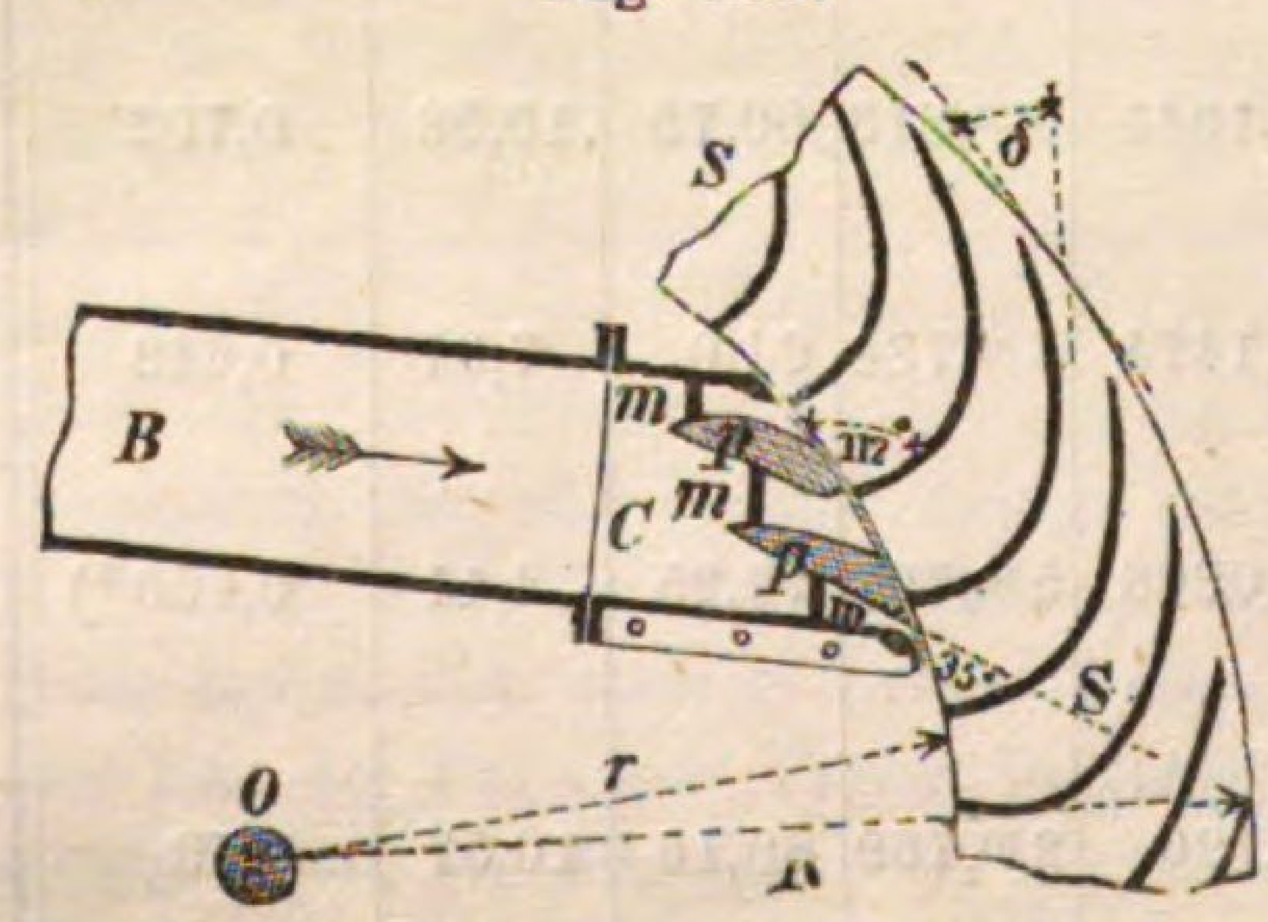


Fig. 262, welche die wesentlichsten Theile einer solchen Partialturbine SS darstellt, ist einer Ausführung von Nagel in Hamburg für eine hannoversche Papierfabrik entnommen, wobei das Gefälle 19 bis 20 Meter, die Aufschlagwassermenge ungefähr 0,08 Cubikmeter beträgt.

An das Ende des gusseisernen Leitrohres B für das Aufschlagwasser hat man den ganz besonders sorgfältig aus Messing hergestellten Einlauf C geschroben. Aus demselben Metalle bestehen auch die Leitbalken p für das

1) Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1860, S. 198 (Partialturbine von Nagel).

Fig. 263.

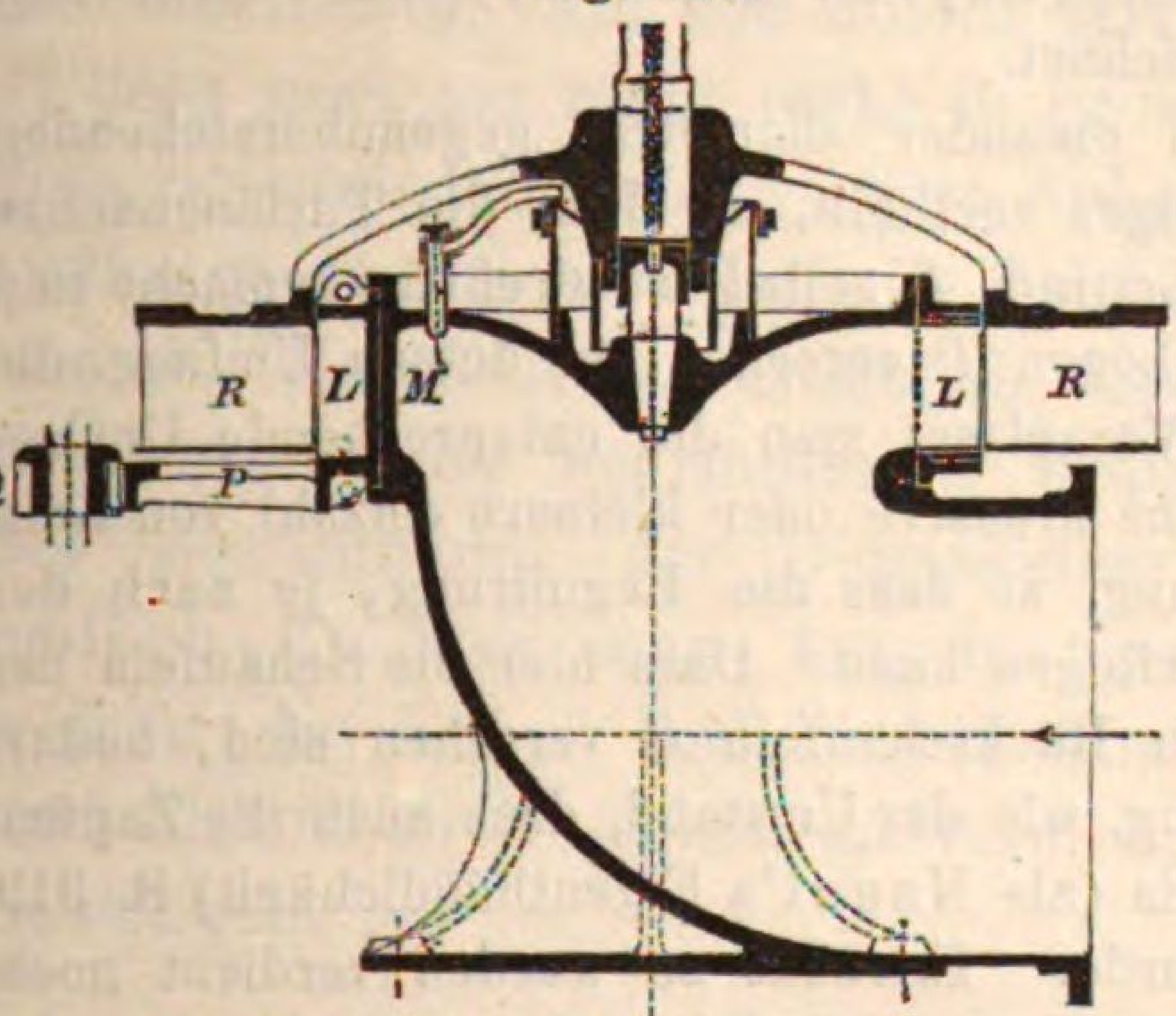
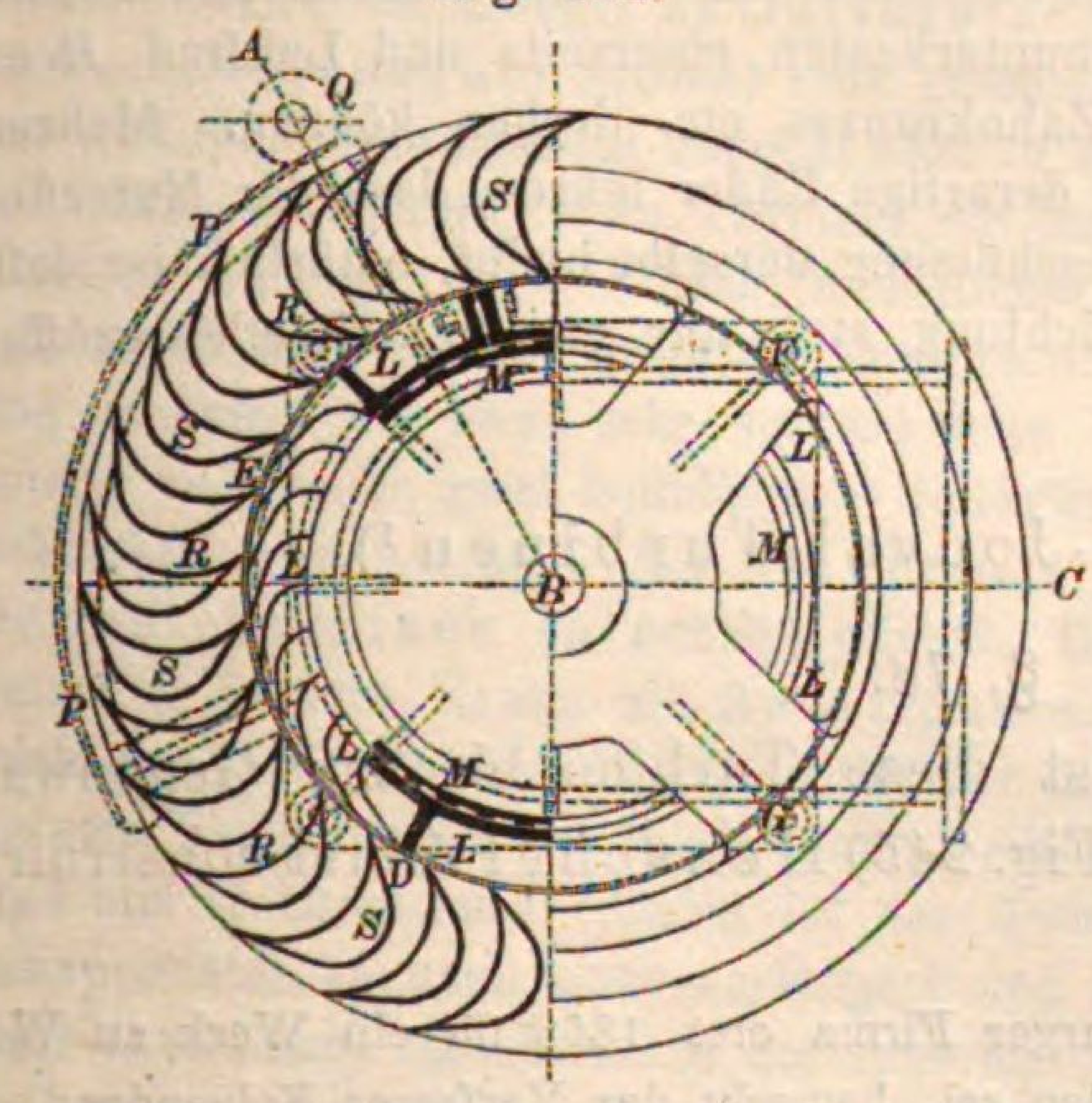


Fig. 264.



Wasser, sowie die Schützen *m*, welche letztere durch Stangen vom Fabrikgebäude aus ohne Schwierigkeit bewegt werden können[1]).

Später haben die Herren Nagel und Kämp diese Gattung von Partialturbinen noch wesentlich verbessert und insbesondere mit drehbarem Leitschaufelapparate versehen[2]). Während der vorher citirte Meissner'sche Bericht über die hydraulischen Motoren auf der Wiener Weltausstellung von 1873 (Uhland: „Der praktische Maschinenconstructeur", Jahrgang 1874, S. 315) eine äussere Ansicht dieser Turbinen liefert, verdankt der Verfasser der besonderen Güte der Firma eine Durchschnittszeichnung, welcher nachstehende Skizzen Fig. 263 und 264 entlehnt wurden.

Man erkennt zuerst, dass man es hier mit einer Partial-Turbine mit verticaler Achse zu thun hat, welcher das Wasser in Nagel'scher Weise von unten zugeführt

1) Der äussere Radhalbmesser ist hier $R = 0^m,8$, der innere $r = 0^m,6$, die Zahl der Schaufeln = 40 etc. Bei vom Referenten persönlich mit Herrn Nagel jun. angestellten Bremsversuchen ergab sich, wenn alle drei Schützen *m* geöffnet waren, eine Nutzarbeit von 14 bis 15 Pferden, während das Rad 140 bis 180 Umläufe pro Minute machte. Bei zwei geöffneten Schützen schwankte diese Arbeit zwischen 10,3 und 11,7 Pferdekräften, und wenn endlich irgend einer der drei Schützen allein geöffnet wurde, ergaben sich 5,1 bis 5,6 Pferdekräfte. Leider war an demselben Tage eine genaue Wassermessung nicht vorzunehmen, welches jedoch später von Herrn Nagel jun. geschehen sein soll und worüber sich derselbe ausführliche Mittheilungen vorbehalten hat.

2) Um der etwa zu machenden Bemerkung zu begegnen, dass den Herren Nagel & Kämp nicht die Priorität dieser Radial-Partial-Druckturbinen mit drehbarem Leitschaufelapparate gebühre, sondern dass der Civilingenieur Girard in Paris diese Construction bereits früher (1861) in Ausführung gebracht habe,

wird und welche man wohl auch (Fourneyron gegenüber) als Turbine mit umgekehrter Aufstellung bezeichnet.

Die Leitcanäle sind an zwei einander diametral gegenüberstehenden Stellen (zu je acht) des Radumfanges vertheilt, so dass die Turbinenachse keinen Seitendruck erleidet. Das Leitrad *L* selbst ist drehbar gemacht und deshalb ausserhalb mit einem Zahnbogen *P* versehen, in dessen Umfang die Zähne eines Getriebes *Q* greifen. Veranlasst man die entsprechende Umdrehung des Getriebes *Q*, so gelangt eine grössere oder kleinere Anzahl von Leitcurvencanälen vor die Eintrittsöffnung, so dass die Regulirung, je nach der Aufschlagwassermenge sehr leicht erfolgen kann. Dass hier die Schaufeln des Rades *R* ebenfalls mit sogenannten Rückschaufeln *S* versehen sind, bedarf wohl eben so wenig einer Bemerkung, wie der Umstand, dass auch die Zapfenordnung gleich der ist, welche bereits (als Nagel's Eigenthümlichkeit) S. 319, Fig. 202 ausführlich besprochen wurde. Erwähnt zu werden verdient noch, dass der ganze Leitschaufelapparat aus zwei halbkreisförmigen Theilen besteht, die wie der Bügel eines gewöhnlichen Excentrics zusammengeschraubt werden und sich zwischen Turbinenunterkasten einerseits und Laufrad *R* andererseits mittelst des erwähnten Zahnkranzes etc. drehen können. Mehrere von Nagel & Kämp ausgeführte derartige Räder lehren, dass der Nutzeffect fast innerhalb aller Stadien der Abschützung derselbe bleibt, natürlich ist dafür gesorgt, dass durch die Sperrvorrichtung stets nur ganze Leitzellen geöffnet bleiben.

B. Henschel-Jonval-Turbinen [1]).

§. 78.

Der Hauptsache nach ist diese Turbine bis zur Gegenwart dieselbe geblieben, wie sie (Fig. 245) Henschel zuerst construirte

während das erste Rad der Hamburger Firma erst 1868 für ein Werk zu Weddelbrook in Holstein geliefert worden sei; bemerkt der Verfasser Folgendes:

Allerdings enthält Bd. LXXVI (1871) der französischen Description des Brevets, P. 157 die Beschreibung und Tafel XXXV, Fig. 12—15 die Abbildung von radialen Partial-Turbinen mit drehbarem Leitschaufelapparate, jedoch nicht für Turbinen mit Nagel'scher, sondern für solche mit Fourneyron'scher Wasserzuführung (directer Aufstellung). Auch liegt alles Räderwerk im Innern des Turbinenschachtes, wodurch die Anordnung complicirt, schlecht zugänglich und für den Wasserlauf unvortheilhaft wird.

In deutschen Quellen finde ich diese Art von Girard'schen Partialturbinen erst im Jahrgange 1872 von Uhland's Maschinenconstructeur, Tafel 42 und besonders Tafel 45.

1) Le Blanc, Recueil des machines, 4e Partie, Pl. 19 (Fontaine's Anordnungen). — Armengaud ainé, Publication industrielle, Tom. IV, Pl. 18 (Fontaine's Construction), ebendas., Vol. 6, Pl. 23, Vol. 8, Pl. 2 und Vol. 11, Pl. 10 (Constructionen verschiedener Schützenanordnungen). — Armengaud frères, Le génie industriel, Tom. III, 1852, P. 59). Das bereits oben erwähnte hydropneumatische System Girard's auf Henschel-Jonval-Turbinen angewandt.

und ausführte. Als neu dürfte seit jener Zeit zu bezeichnen sein: 1) dass man sie nicht mehr in grosser Höhe (2 bis 4 Meter) über dem Spiegel des Unterwassers anbringt, weil sich bei dieser Aufstellungsart zuweilen Luft im Rohre unter dem Rade angesammelt und die Nutzleistung erheblich vermindert hat; 2) dass man zu wissenschaftlich begründeten, praktisch brauchbaren Regeln bei der Bestimmung der Dimensionsverhältnisse gelangt ist, und endlich 3) dass man Anordnungen zu treffen verstanden hat, welche die früher bedeutende Abnahme des Wirkungsgrades bei veränderlichen Aufschlagwassermengen für die Praxis hinlänglich beseitigen.

Bemerkt zu werden verdient vielleicht noch, dass jede Henschel'sche Vollturbine zu einer Partialturbine gemacht werden kann, wenn man (wie schon Henschel gethan) eine grössere oder kleine Anzahl der Oeffnungen im Leitcurvenapparate zudeckt oder in sonst geeigneter Weise verschliesst.

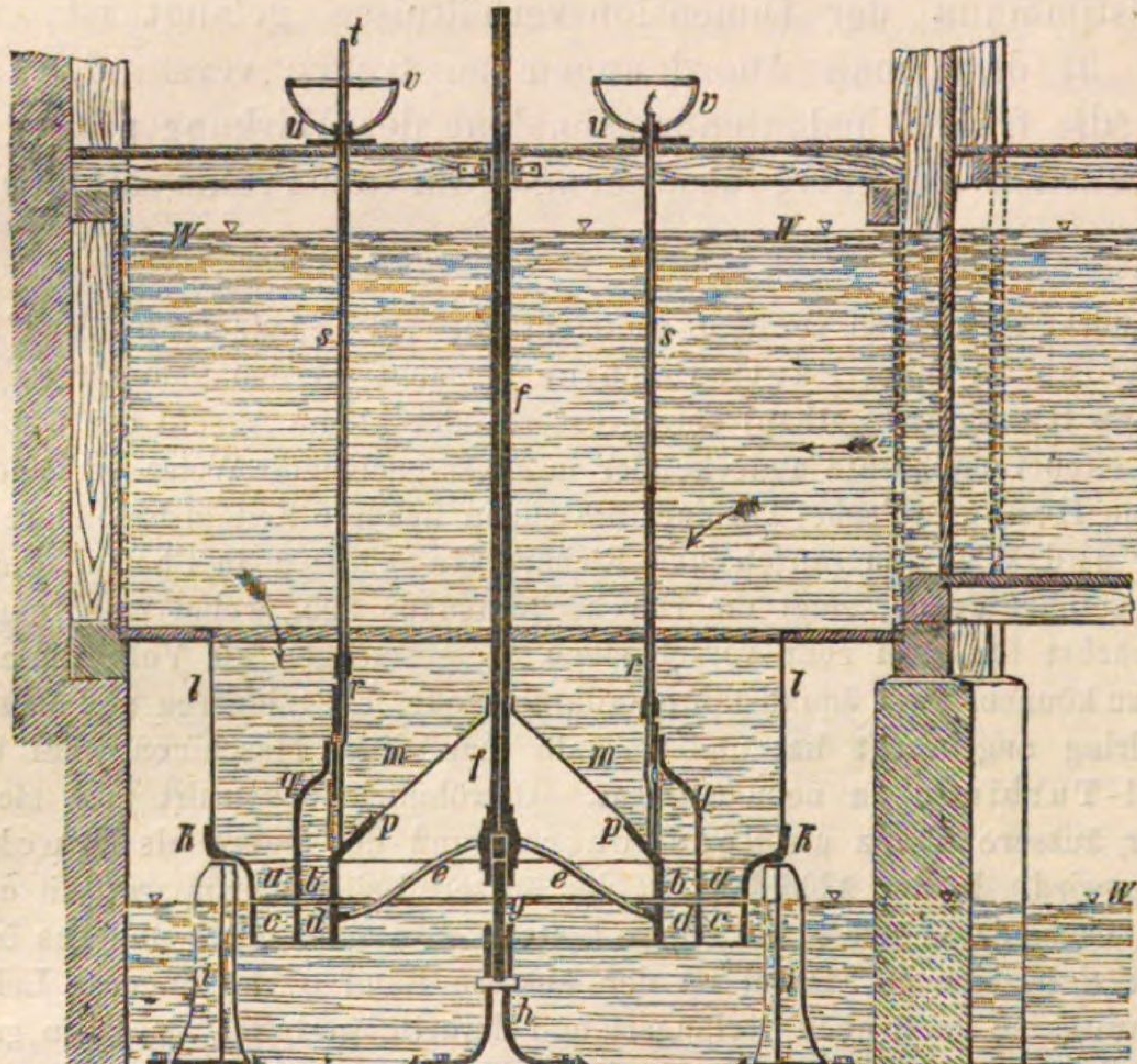
Eine Henschel'sche Turbine, wie sie in neuerer Zeit insbesondere von Escher und Wyss in Zürich und Richard Hartmann in Chemnitz mehrfach ausgeführt wurde, zeigt die Durchschnittsfigur 265, wobei man, um das Rad zunächst für zwei sehr verschiedene Wassermengen als Vollturbine benutzen zu können, zwei äquidistante Radkränze oder einen inneren und äusseren Schaufelring angebracht hat und weshalb man diese Maschinen wohl auch Doppel-Turbinen zu nennen pflegt. Gewöhnlich construirt man sie so, dass der äussere Kranz als Reactionsrad und der innere als Druckrad wirksam wird. In der Abbildung ist der äussere Leitcurvenapparat mit *a*, das äussere Turbinenrad mit *c*, die innere Leitcurvenkammer mit *b* und das innere Rad mit *d* bezeichnet. Dabei ist der äussere Rand *q* des inneren Leitcurvenapparates so nach oben verlängert und derartig gestaltet, dass ein ganzes oder theilweises Abschliessen der inneren Abtheilung *bb* durch vertical auf- und abzubewegende Schützen *q* ohne Schwierigkeit bewirkt werden kann.

Die Schützenaufzugsstangen *s* hat man aus hohlen (schmiedeeisernen) Röhren gebildet, um eine derartige Ventilation zu bewirken, dass bei niedergelassenen Schützen der Wasserabfluss nicht gehemmt wird. Die oberen Enden *t* der Schützenstangen sind mit Schrauben versehen, deren Muttern *u* durch Arme *v* in Umdrehung gesetzt werden können, ohne dass sie dabei eine fortschreitende Bewegung annehmen.

— Bornemann, Graphische Tabelle über die wichtigsten Constructionselemente der Turbinen. Civil-Ingenieur, Bd. 4, 1858, S. 16. — Sammlung von Zeichnungen für die „Hütte". Henschel-Jonval-Turbine von 20 Pferdekraft. Jahrg. 1865. Blatt 3a und 3b. — Girard, „Utilisation de la force vive de l'eau appliquée a l'industrie". Paris 1863. Avec XIII Planches. — Meissner, Hänge-Turbinen (System Girard) mit Ventilation und freier Abweichung (?). — Uhland „Maschinenconstructeur". Jahrg. 1872, S. 146 u. 162. Ferner Jahrg. 1873, S. 147, so wie auch Jahrg. 1874, S. 73.

Gewöhnlich wählt man die Dimensionsverhältnisse so, dass bei Benutzung beider Ringe mit dem Maximum der Aufschlagwassermenge, bei alleiniger Benutzung des äusseren Ringes mit dem Minimum, ausserdem aber bei theilweiser Benutzung des inneren Ringes mit den Wassermengen gearbeitet werden kann, welche zwischen den genannten Extremen liegen [1]).

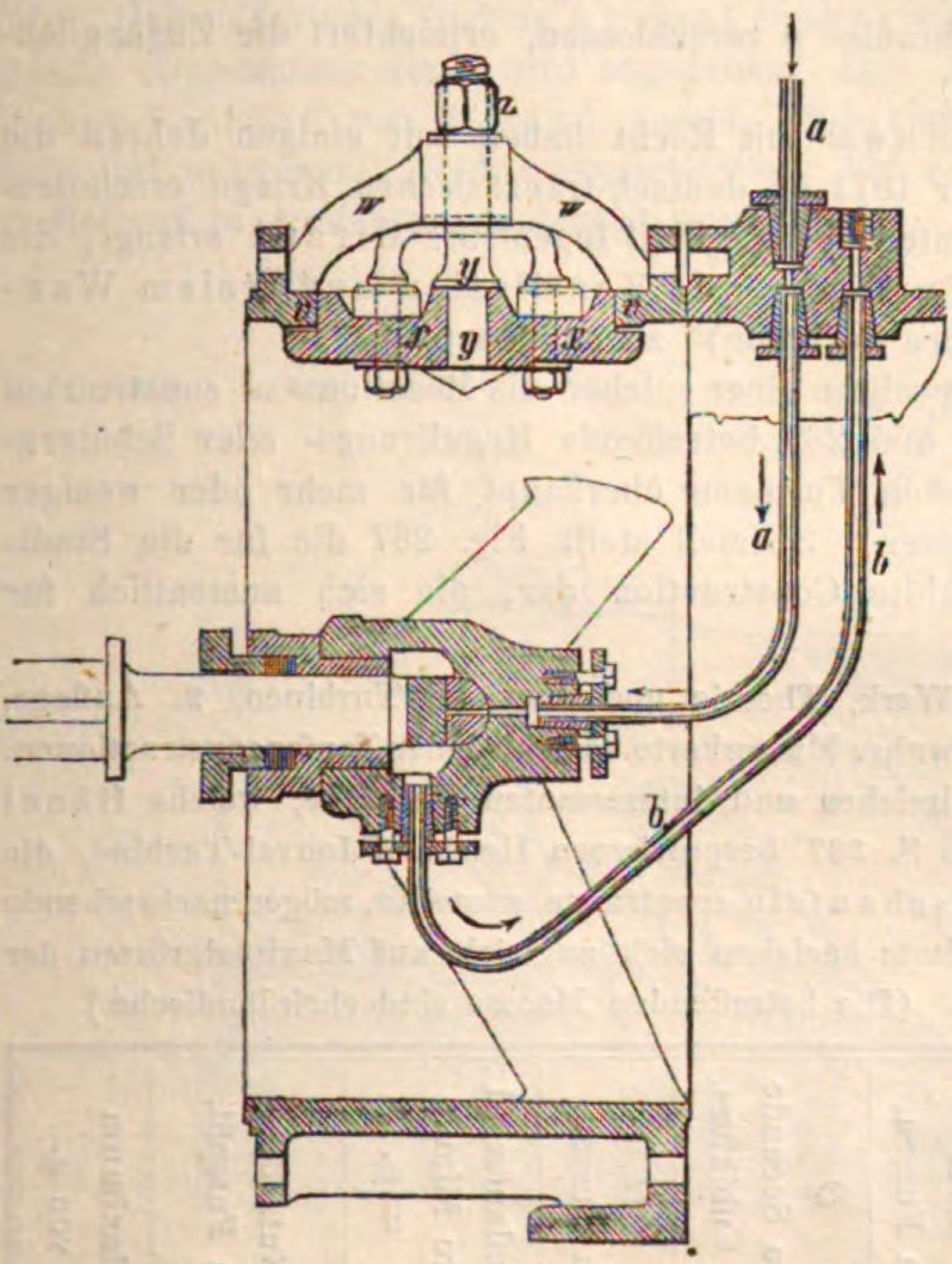
Fig. 265.



In Bezug auf Fig. 265 ist vielleicht noch zu erwähnen, dass der aus Eisenblech gebildete cylindrische Schacht *l* oben am Gerinnboden aufgehangen, unten bei *k* aber auf Böcke *i* gestellt ist, welche letzteren dem abfliessenden Wasser kein merkbares Hinderniss entgegenstellen. Die Turbinenwelle *f* ist der Oelzuführung wegen mit einer Durchbohrung in ihrer Achsenrichtung versehen und

1) Zu den vertrauenswerthesten dynamometrischen Versuchen mit Henschel-schen Turbinen, welche von Escher und Wyss ausgeführt und mit zwei concentrischen, ringförmigen Systemen von Schaufeln versehen sind, gehören die von Herrn Brückmann in der Grimm'schen Papierfabrik bei Bautzen angestellten, worüber im Polytechnischen Centralblatt, Jahrg. 1852, S. 849, ausführlich berichtet wird, und wovon wir hier diejenigen mittheilen, welche den Maximalwerthen der Güteverhältnisse entsprechen:

Fig. 266.



läuft mit ihrer Spurpfanne auf dem Kopfe des im Lagerbocke *h* befestigten Zapfens *g*. Die Anordnung des letzteren und seiner Pfanne kann ähnlich geschehen, wie früher bei den Fourneyron'schen oder Nagel'schen Turbinen angegeben wurde, oder endlich nach Redtenbacher, der, wie Fig. 266 erkennen lässt, der Zapfenunterlage die Form einer abgeschnittenen Kugel gegeben hat, während der zugehörige Stahlzapfen in das untere Ende der Triebwelle conisch eingesetzt ist. Die Kugel ist nach verticaler Richtung durchbohrt und in der oberen kreisförmigen Ebene eine correspondirende Querfurche als Oelcanal angebracht. Das Oel wird übrigens durch ein

Art der Beaufschlagung.	Q	H	n	N_n	$\mathfrak{g}$
Aeusserer Ring allein offen . . .	0cm.221	4m,94	70,0	14,54	0,615
Aeusserer Ring offen u. 1/4 (6 Zellen) des inneren Ringes	0cm,298	4m,57	87,5	18,17	0,639
Aeusserer Ring offen u. 1/2 (12 Zellen) des inneren Ringes	0cm,393	4m,51	85,9	21,66	0,677
Der äussere und innere Ring vollständig beaufschlagt	0cm,483	4m,45	96,5	28,73	0,755

Hauptdimensionsverhältnisse: $2R = 4$ Fuss 1,15 Zoll engl., $2R_1 = 3$ Fuss 2,85 Zoll, $R - r = 2{,}9$ Zoll, $R_1 - r_1 = 4{,}0$ Zoll (Weite des inneren Schaufelringes); Schaufelhöhe $6\frac{1}{2}$ Zoll, Schaufelzahl in jedem Ringe: 24. Art der Wassermessung: Ueberfall.

Noch andere bemerkenswerthe dynamometrische Versuche, ebenfalls mit Henschel-Turbinen von Escher und Wyss ausgeführt, finden sich (von Hülsse und Weisbach angestellt) im Polytechnischen Centralblatt, 1849, S. 1025, und (von Brückmann unternommen) ebendas., S. 1348.

Rohr *a* ein- und durch ein zweites *b* abgeführt, wobei man über *a* oberhalb noch eine Druckpumpe aufsetzen kann. Ein sogenanntes Mannloch *vv*, durch Deckel *x*, Bügel *w* und Schraube *y* verschlossen, erleichtert die Zugänglichkeit des Turbinengehäuses [1]).

Am meisten Beifall und zwar mit Recht haben seit einigen Jahren die Achsial-Turbinen des (leider 1871 im deutsch-französischen Kriege erschossenen) bereits vielfach erwähnten Pariser Civil-Ingenieurs Girard erlangt, die man wohl auch „Hänge-Turbinen mit Ventilation und freiem Wasseraustritt (Turbine à libre deviation)“ zu nennen pflegt [2]).

Fig. 267 zeigt die Disposition einer solchen als Reactionsrad construirten Turbine, so wie Fig. 268 und 269 betreffende Regulirungs- oder Schützen-Anordnungen von Girard'schen Turbinen überhaupt für mehr oder weniger veränderliches Aufschlagwasser. Speciell stellt Fig. 267 die für die Stadtwasserkunst zu Genf gewählte Construction dar, die sich namentlich für

1) Redtenbacher's Werk, Theorie und Bau der Turbinen, 2. Auflage, Taf. XII, S. 156, enthält eine wahre Musterkarte verschiedener Zapfenconstructionen.

Aus der Reihe der zahlreichen und interessanten Versuche, welche Hänel in Magdeburg mit der bereits S. 387 besprochenen Henschel-Jonval-Turbine, die er als Druckrad mit Rückschaufeln construirte, anstellte, mögen nachstehende hier Platz finden. Die Resultate beziehen sich zugleich auf Maximalgrössen der betreffenden Güteverhältnisse. (Die betreffenden Maasse sind rheinländische.)

Nr. des Versuchs.	Anzahl der offenen Zellen (Henschel's Rollschützen).	Tauchung des Turbinenrades in Fussen.	Q pro Secunde in Cubikfuss.	H in Fussen.	Umlaufszahl pro Minute $= n$.	Nutzeffect in Fusspfd.	Maximum von η.
63	4	0,0	5,281	6,458	29,0	1457,7	0,647
72	8	0,1042	11,969	6,395	27,5	3340,6	0,661
80	12	0,2086	18,160	6,291	36,5	5351,2	0,709
94	16	0,2086	24,786	6,250	35,0	6963,9	0,681
109	24	0,3750	40,011	6,00	31,5	10566,0	0,662
123	32	0,5208	57,070	5,729	39,0	14703,0	0,681
156	32	1,4375	43,074	4,979	33,3	—	0,683

Hauptdimensionen: $2R = 5$ Fuss $7\frac{1}{2}$ Zoll, $2r = 4$ Fuss $4\frac{1}{2}$ Zoll; Schaufelhöhe: 12 Zoll; Winkel auf dem Mantel des mittleren Cylinders: $\alpha = 22^0\,30'$, $\beta = 45^0$, $\delta = 26^0\,20'$ convexe Curven, $\delta = 23^0\,0'$ concave Curven; Leitschaufel- = Radschaufelzahl = 32. Die Wassermessung wurde mittelst Schwimmern ausgeführt.

Die Zapfenanordnung ist nach Fontaine als Ueberwasserzapfen (S. 380, Fig. 248 und S. 401, Fig. 259) ausgeführt, d. h. man hat eine hohle Welle mit Zapfen am oberen Ende construirt, wobei letzterer auf einem unbeweglichen Ständer läuft etc.

2) Oppermann, Portefeuille économique des Machines etc. Tome 17,

geringes Gefälle bei grossen Wassermassen empfiehlt und die, wegen des hebelförmigen Turbinenschachtes, in welchem man das Aufschlagwasser zuführt, Heber-Turbine (Turbine à siphon) genannt wird. In unserer französischen Quelle (Oppermann etc.) wird angegeben, dass eine solche Turbine mit Heber-Einlauf von Girard zuerst 1855 (jedoch unter Anwendung der Seite 391 erörterten „Hydropneumatisation" für eine Spinnerei zu Eindhoven in Holland in Ausführung gebracht worden sei [1]).

Fig. 267.

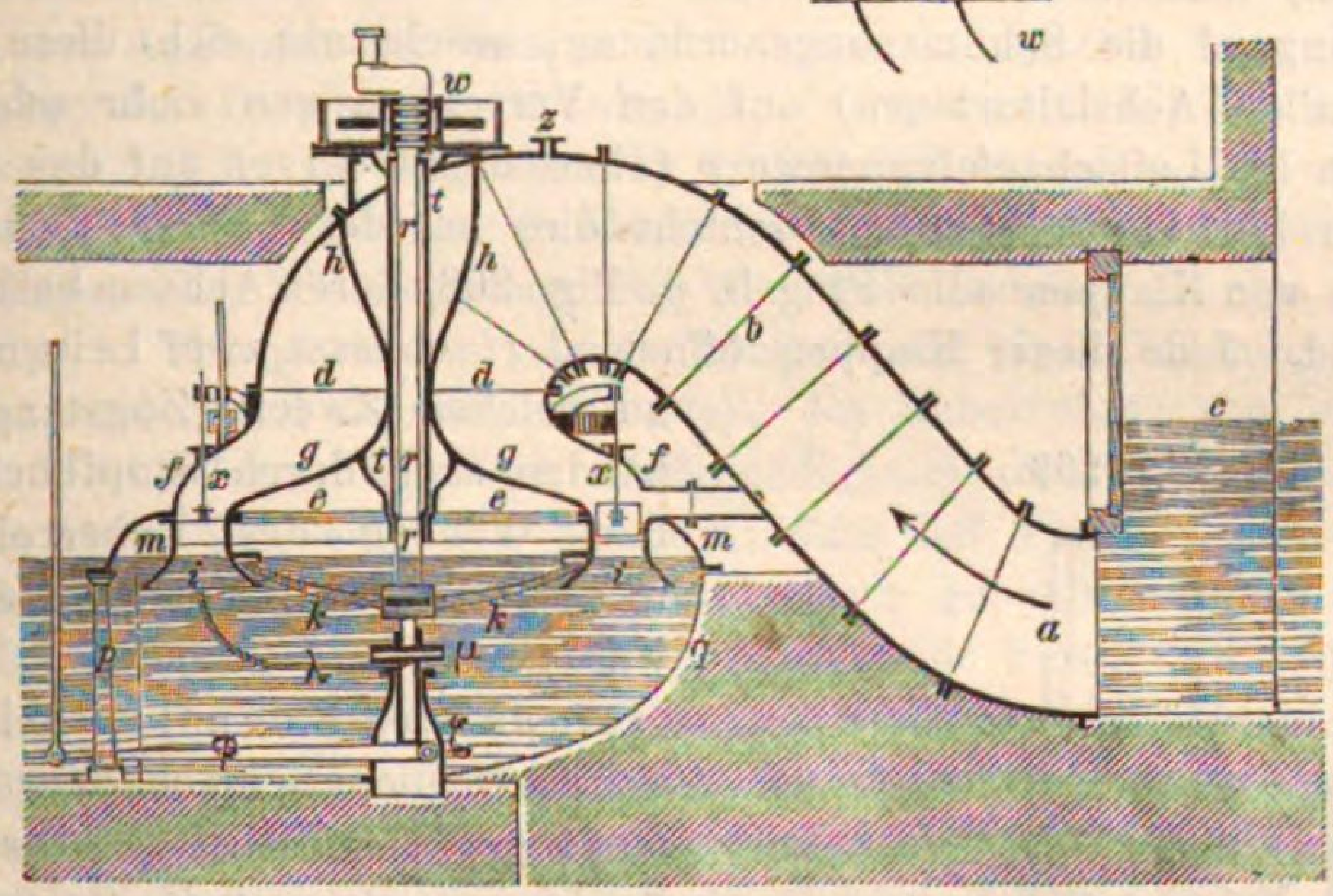
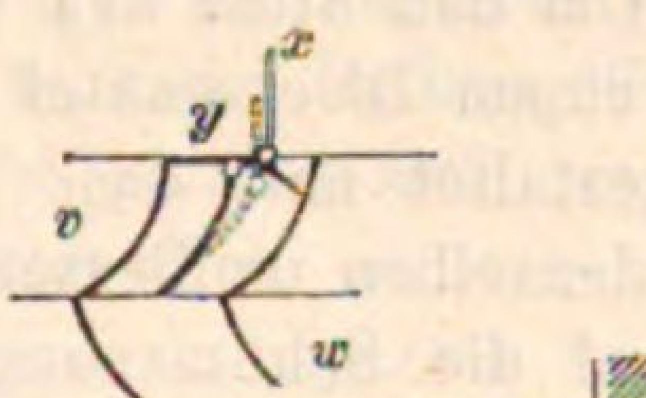


Fig. 268.



Der Wassereinlauf der Genfer Turbine ist in unserer Abbildung durch den Buchstaben *a* markirt und liegt dieser hier noch 0,50 Meter tiefer als der niedrigste Spiegel *c* des Oberwassers. Dadurch wird das Heberrohr *b* von dieser Seite her stets gegen das (schädliche) Eindringen von äusserer Luft gesichert. Zu bemerken ist, dass das Heberrohr von *a* bis *b* und darüber hinaus elliptische (ovale), nachher aber bei *d* kreisförmige Querschnitte hat, ohne jedoch den Inhalt der letzteren wesentlich zu ändern. Unter *d* tritt eine Erweiterung zur glockenförmigen Gestalt ein, an die sich weiter das unbewegliche Leitschaufelrad *ee* der Turbine schliesst. Im Innern der Glocke *ff* findet

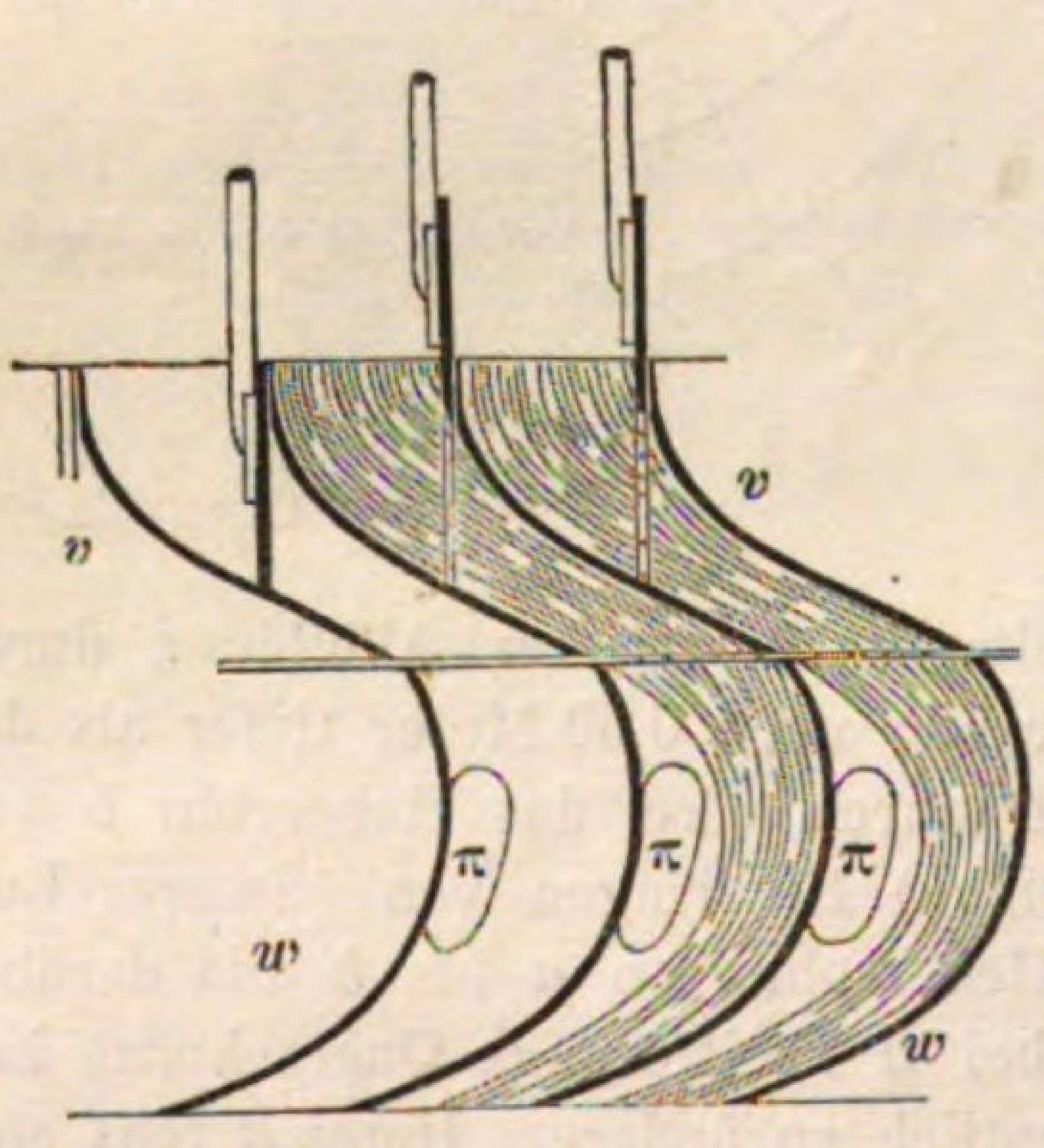
Anneé 1872, P. 57 mit Abbildungen auf P. 27, 28 und 29. Ferner in Uhland's Zeitschrift: „Der praktische Maschinen-Constructeur", Jahrg. 1873, S. 147. Endlich auch in Girard's bereits erwähntem Werke: „Utilisation de la force vive de l'eau etc. P. 27, Pl. 7. An letzterer Stelle führt Girard als Beispiel einer wohlgelungenen Ausführung an, wobei das Laufrad nicht weniger als 3,60 Meter Durchmesser hat, das nutzbare Gefälle 1,60 Meter und die Aufschlagwassermenge 10 Cubikmeter pro Secunde beträgt. Girard giebt die Nutzleistung dieser Rades zu 150 Maschinenpferden an, was einem Güteverhältnisse von 0,70 entspricht.

1) Man sehe über die Eindhovensche Turbine auch Weisbach's Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, Vierte Auflage, S. 641.

sich ein hohler Kern (Champignon) *gg*, welcher das Wasser in geeigneter Weise zu den Leitschaufeln hindrängt. Das Laufrad *ii* ist durch Arme *kk* mit der Verticalwelle *rr* verbunden, welche letztere die obere Heberwand durchdringt und dabei von einem röhrenförmigen Futter (fourreau) *tt* umgeben wird, dessen Zweck ist, die Welle *rr* vom Wasser zu isoliren und den auf den Mitteltheil (champignon) *g* wirkenden Wasserdruck auf das Rückenschild (la carapace) des Hebers zu übertragen. Der ganze Kuppelbau *dfg* ruht zur einen Hälfte auf drei gusseisernen Säulen *p*, zur anderen Hälfte auf Mauerwerk bei *q*. Um den Stoss des Wassers gegen das Rohr *t* zu vermeiden, wird letzteres von einem Blechmantel *h* umgeben, den man so (fischartig, en forme de poisson) gestaltet hat, dass das Wasser ohne besondere Störung (ohne Contraction) denselben umfliessen kann.

Anlangend die Schützenzuganordnung, beschränkt sich diese auch hier (wie bei allen Achsialturbinen) auf den Verschluss von mehr oder weniger Oeffnungen im Leitschaufelapparate *v* (ohne damit direct auf das Laufrad *w* wirken zu können) und zwar geschieht dies bei der Genfer Turbine durch eine Reihe von Klappen oder Flügeln *y*, Fig. 268, deren Achsen horizontal gerichtet sind. Jede dieser Klappen öffnet oder schliesst zwei Leitcurvenzellen, zu welchem Zwecke Zugstangen *x* vorhanden sind, durch Stopfbüchsen *s* in den Wänden des Heberrohres, wie in Fig. 267 wenigstens angedeutet wurde.

Fig. 269.



In anderen Fällen[1]) hat Girard vertical bewegliche Schieber angeordnet, wie dies Fig. 269 ohne Weiteres erkennen lässt. Zugleich werde noch die Gelegenheit benutzt, auf die sogenannte Ventilation der Zellen des als Druckturbine construirten Laufrades *w* aufmerksam zu machen, darin bestehend, dass in der Radwand kleine Oeffnungen $\pi\pi$ angebracht sind, die mit der äusseren atmosphärischen Luft in Verbindung stehen und wodurch natürlich erreicht wird, dass im Innern der Radcanäle weder eine Luftverdünnung noch Luftverdichtung vorkommen kann, wodurch der Lauf und die Wirkung des Wassers auf die Schaufeln beeinträchtigt, also das Güteverhältniss verringert würde. Allerdings sind für den Gang im Unterwasser solche vom Wasser in seiner regelmässigen Bewegung nicht gefüllte Schaufelräume höchst nachtheilig, indem sie zu einer unregelmässigen Bewegung des Wassers führen, Stösse veranlassen etc. Es dürfen sonach Druckturbinen, wie Fig. 269, nicht im Unterwasser gehen. Verlangt man letzteres, so muss man sogenannte Rückschaufeln (Fig. 252) in Anwendung bringen.

1) Girard, Utilisation de la force vive de l'eau etc., Planche 13. Ferner Meissner in Uhland's Zeitschrift „Der praktische Maschinenconstructeur", Jahrg. 1872, S. 178, Tafel 41.

Besonderer Werth wird in unserer französischen Quelle auf die bekannte [1]) von Girard bei vielen seiner Turbinen ausgeführte Anwendung des Wasserdruckes zur Verminderung der Zapfenreibung gelegt. Hierzu sind am unteren Ende der Turbinenwelle bei μ zwei Metallplatten angebracht, wovon die eine an gedachter Welle, die andere in dem unbeweglichen Ständer befestigt ist. Beide Platten haben ringförmige Aussparungen, in deren mittlere ein Rohr λ mündet, das in steter Verbindung mit geeignetem Druckwasser (bei der Genfer Turbine mit dem Wasser des Pumpen-Windkessels der Stadtwasserkunst) steht und den Reibungsflächen Wasser statt Oel zuführt. Dieser Druck (in Genf 53 bis 54 Meter Wassersäule) reicht hin, die Reibungsflächen ein klein wenig aus einander zu halten, wodurch an Oel gespart und das obere Halslager (des Francis-Kammzapfens) fast ganz entlastet wird.

Um das Ansaugen des Hebers (amorçage du siphon) beim jedesmaligen Ingangsetzen der Turbine zu veranlassen, das ganze Gehäuse abd künstlich mit Wasser zu füllen, erzeugt man im höchsten Punkte des Heberrohres einen luftverdünnten Raum und zwar (in Genf) dadurch, dass man durch eine kleine (in unserer Skizze Fig. 267 weggelassene) Wassersäulenmaschine eine Luftverdünnungspumpe in Thätigkeit setzt, deren Saugrohr mit einer Oeffnung Z in Verbindung setzt, welche an der höchsten Stelle des Heberrohres angebracht ist.

Der Vortheil (richtiger die Nothwendigkeit) dieses Hebereinlaufes ergiebt sich sogleich, wenn man beachtet, dass bei Turbinen jedes Druckrad ohne Rückschaufeln ganz aus dem Unterwasser gehoben sein muss, wenn es vortheilhaft arbeiten soll, nicht zu gedenken der Vortheile leichter Zugänglichkeit zum Leitcurvenapparate mit seinen Schützen selbst dann, wenn das Laufrad (wie im vorliegenden Falle) der erforderlichen grossen Wasserconsumtion wegen, als Reactionsrad construirt werden musste.

Schliesslich dürfte in Bezug auf die Genfer Turbine noch zu erwähnen sein, dass das nutzbare Gefälle (der Rhone) veränderlich ist, indem es bei Kleinwasser 0,90 Meter, bei Grosswasser 0,420 Meter beträgt. An Aufschlagwasser ist stets Ueberfluss vorhanden.

Beim Gefälle von $0^m,420$ verbraucht die Turbine (von 4,60 Meter mittlerem Durchmesser) pro Secunde 15 Cubikmeter Wasser, macht dabei 9 Umläufe pro Minute und fördert (mittelst direct von der Turbinenwelle aus bewegten Pumpen mit horizontalliegenden Cylindern) pro Secunde 58,33 Liter Wasser auf 53 Meter Höhe [2]).

1) Comptes rendus vom 22. December 1862 (Bericht von Combes über Girard's Anwendung des Wasserdruckes zur Verminderung der Zapfenreibung) und daraus in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1864, S. 175. Ferner ebendaselbst, Jahrg. 1865, S. 300. Bei dem von Jahr in Gera erbauten Sagebien'schen Wasserrade (S. 351) wurde ebenfalls die Girard'sche Entlastung der beiden Zapfen mit Erfolg in Anwendung gebracht.

2) Das Güteverhältniss $= \mathfrak{g}$ des ganzen Maschinenwerkes (Turbine und Wasserpumpe in Verbindung), berechnet sich hiernach zu $\mathfrak{g} = \frac{53 \,.\, 0{,}05833}{0{,}42 \,.\, 15} = \frac{309}{630}$ d. i. zu 0,474. Daher, wenn man eben so wie bei dem Jahr'schen (Sagebien-) Rade, S. 352 rechnet, das Güteverhältniss $= \mathfrak{g}$ der Turbine allein (sehr approximativ)

$$\mathfrak{g} = \tfrac{1}{2}\,(1 + \mathfrak{g}) = \tfrac{1}{2}\,(1 + 0{,}474) = 0{,}73.$$

Bei $0^m,90$ Gefälle verbraucht das Rad 20 Cubikmeter Wasser pro Secunde, macht 16 Umläufe pro Secunde und fördert pro Secunde 105 Liter Wasser auf 55 Meter Höhe.

§. 79.

Liegende Henschel-Jonval-Turbinen[1]).

Will man bei sehr hohen Gefällen, wo die Turbinenwelle sehr viel Umläufe zu machen hat, Riemen als Transmissionsmittel in Anwendung bringen und zu den betreffenden Zapfen leicht gelangen, so kann es rathsam sein, die Welle der Henschel-Jonval-Turbine horizontal zu legen. Als Beispiel einer solchen Disposition wählen wir das vom Maschinenmeister Jordan in Clausthal construirte Rad, welches (seiner Zeit) zum Betriebe eines Flügelgebläses beim Puddelwerke zu Mandelholz (hannov. Harz) verwandt wurde[2]).

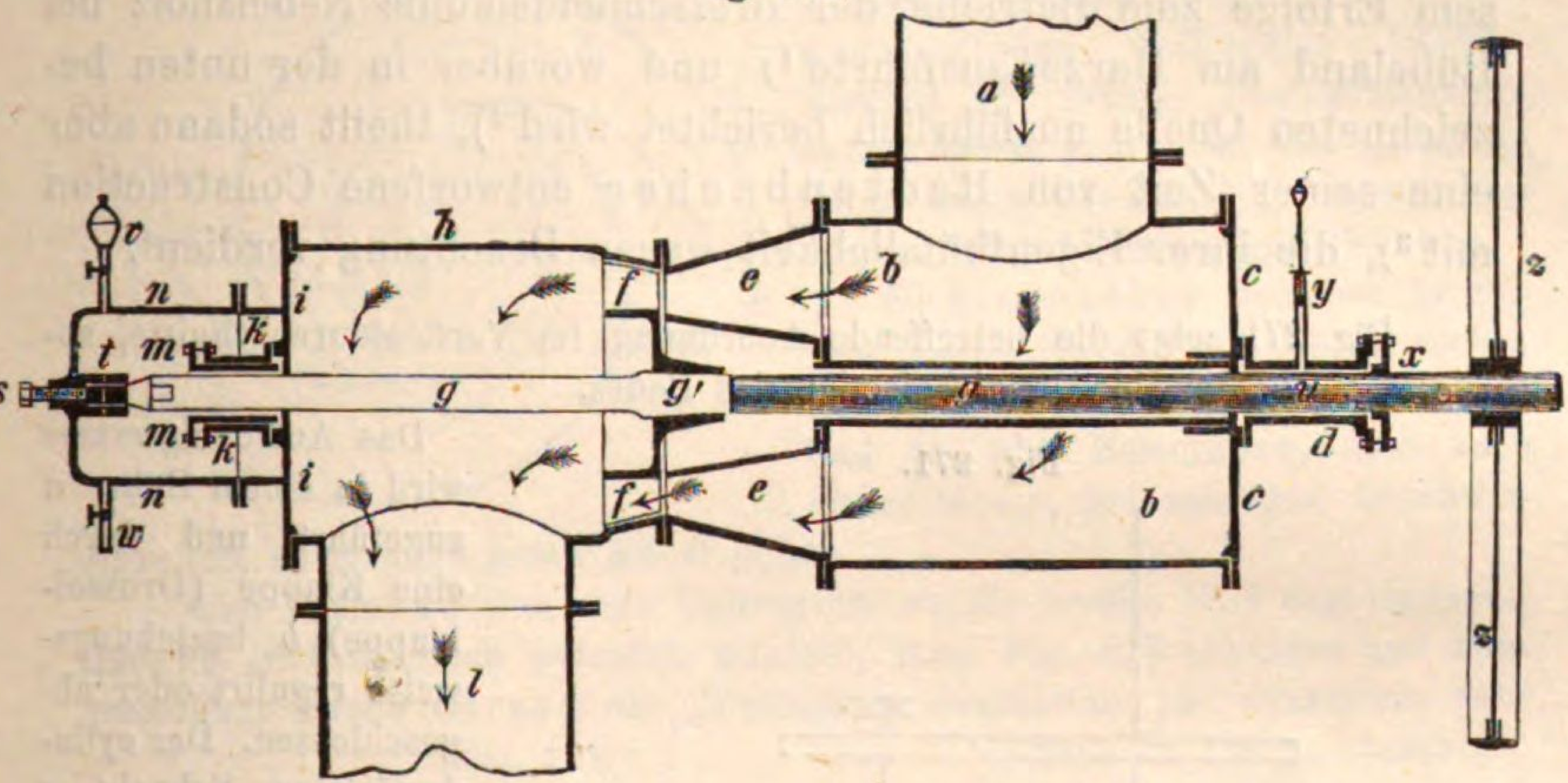
Das Aufschlawasser ($5^3/_4$ Cubikfuss oder 0,143 Cubikmeter pro Secunde bei $22^1/_4$ Fuss oder 6,50 Meter Gefälle) wird durch das Rohr *a* (Fig. 270) zugeführt, gelangt in den horizontal gelegten Schacht *b*, der mit Deckel *c* und Stopfbüchse *dx* versehen ist, geht weiter in den Leitcurvenapparat *e* und endlich in das Turbinenrad *f* (von $14^2/_3$ Zoll (0,42 Meter) mittlerem Durchmesser), welches auf der Betriebswelle *g* festgekeilt ist, deren Umdrehzahl pro Minute 500 beträgt. Das abströmende Wasser wird zuerst vom Cylinder *h* aufgenommen, der ebenfalls mit Deckel *i* und Stopfbüchse *k* versehen ist, worauf es durch das Rohr *l* abfliesst.

1) v. Raschkoff, Die verticale Doppelturbine. Civil-Ingenieur, Bd. 3, S. 152 und Weisbach, Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, vierte Aufl., S. 686. Im Wesentlichen zwei Jonval-Turbinen, die, auf derselben Horizontalwelle befestigt, nach entgegengesetzten Seiten gerichtet sind und ein gemeinschaftliches Zuflussrohr, jedoch zwei getrennte Abflussrohre haben. — Girard in seinem mehrfach citirten Werke „Utilisation de la force vive de l'eau" berichtet P. 27 von einer Turbine mit horizontaler Welle (der Disposition nach eine Partialturbine nach Schwamkrug), die er für einen technischen Betrieb in Genua construirte und ausführte. Hierbei hatte das Rad nur 0,33 Meter äusseren Durchmesser und liet pro Minute 850 bis 900 Mal um, während das nutzbare Wassergefälle 50 Meter und die pro Secunde verbrauchte Wassermenge 9 Liter betrug. Von der horizontalen Turbinenwelle aus wurde auch hier die Bewegung mittelst Riemen fortgepflanzt. Die zur angegebenen Quelle gehörigen Abbildungen (Planche 6) lassen fast alle Details dieses interessanten Rades erkennen.

2) Jordan, Ueber eine Turbine mit horizontaler Welle. Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 5, 1859, S. 52, Blatt 131. — Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg 1858, S. 159.

Die Anordnung des Endzapfens *m* der Betriebswelle *g* mit Stellvorrichtung *st* im verschlossenen Oelbehälter *nn*, ferner die der Oelzuführröhren *v*, des Abflussrohres *w* etc. ergeben sich aus der Betrachtung der Abbildung ohne weitere Erklärung, ebenso wie der Zweck der Riemenscheibe *z* erhellt, von

Fig. 270.



welcher aus ein (Schiele'scher) Windflügel zu 3500 Umläufen pro Minute gezwungen werden soll.

Besonders hervorheben möchten wir die am Halslager *d* angedeutete sogenannte Schmierpumpe oder Schmierpresse, welche auf recht sinnige und eben so praktische Weise selbstthätig eine continuirliche Oelzuführung bewirkt [1]).

II. Turbinen ohne Leitcurvenapparate.

§. 80.

Obwohl Theorie und Erfahrung darin übereinstimmen, dass Turbinen ohne Leitcurven niemals den hohen Wirkungsgrad von solchen mit Leitcurven erreichen können, so lassen sich doch bei richtiger Construction und Ausführung immer noch Nutzeffecte von 60 bis 66 Procent beschaffen, mit denen man zufrieden ist, wenn Einfachheit bevorzugt wird und die Bedienung der Maschinen weniger gebildeten Personen überlassen werden muss.

Drei Gattungen solcher Räder sind es besonders, welche ge-

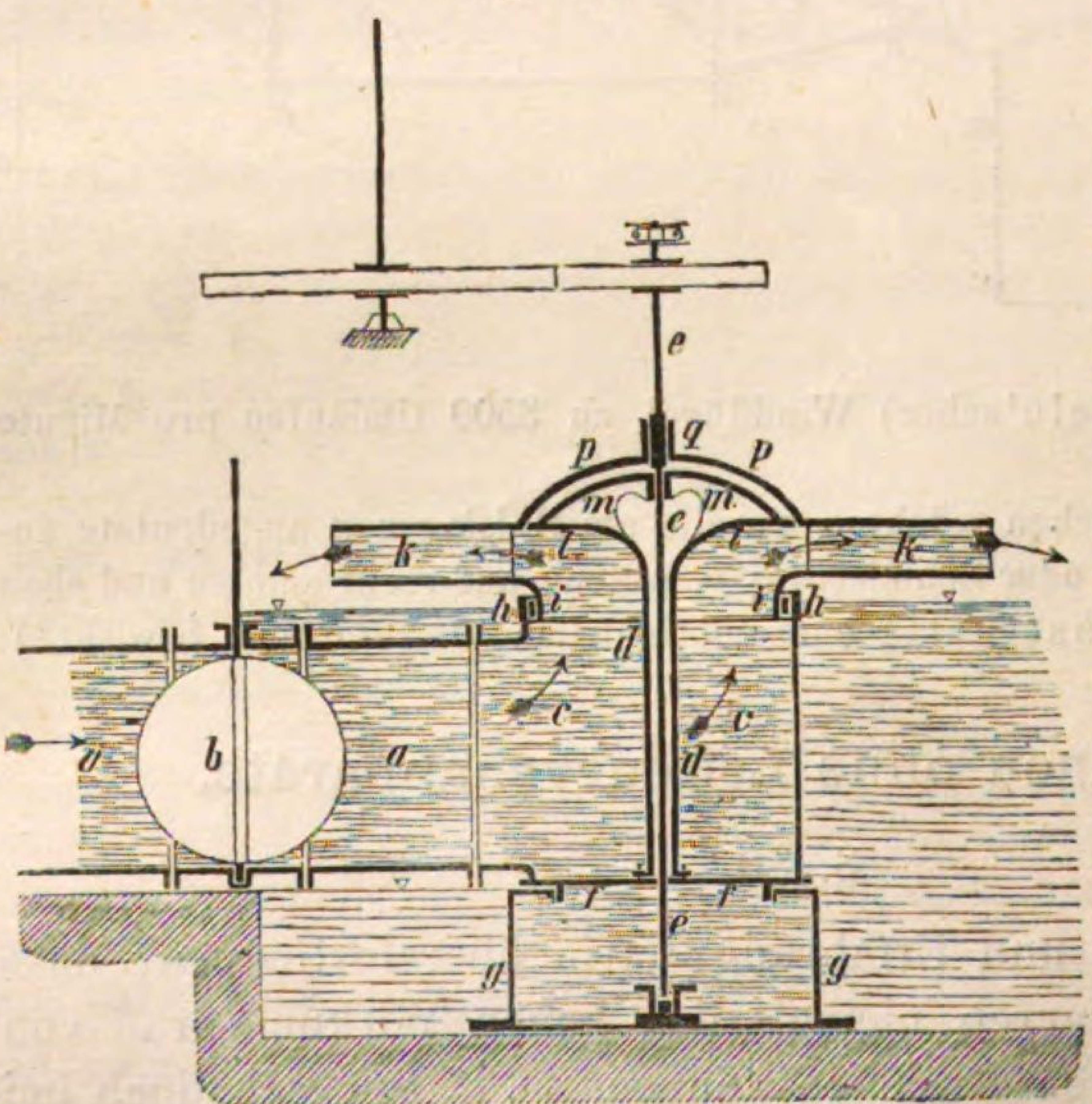
1) Ausführliche Beschreibung und Zeichnung dieser vom verstorbenen Bergrathe Jordan bei seinen berühmten Wassersäulenmaschinen zuerst in Anwendung gebrachten Schmierpumpe, findet sich in den soeben citirten Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1858, S. 160.

bührenden Beifall erlangten, die nach ihren Constructeuren genannten Whitelaw-, Cadiat- und Girard-Turbinen.

Hinsichtlich der Whitelaw-Räder verweist der Verfasser zunächst auf das Rad, was Baurath Hagen in Hannover, mit grossem Erfolge zum Betriebe der Bretschneidemühle Nebelsholz bei Rübeland am Harze ausführte [1]) und worüber in der unten bezeichneten Quelle ausführlich berichtet wird [2]), theilt sodann aber eine seiner Zeit von Redtenbacher entworfene Construction mit [3]), die ihrer Eigenthümlichkeit wegen Beachtung verdient.

Fig. 271 zeigt die betreffende Anordnung im Verticaldurchschnitte, sowie Fig. 272 die Horizontalprojection des Rades.

Fig. 271.



Das Aufschlagwasser wird in einem Rohre *a* zugeführt und durch eine Klappe (Drosselklappe) *b* beziehungsweise regulirt oder abgeschlossen. Der cylinderförmige Schacht *c* ist unten mit einem Boden *f* versehen, dagegen oben offen; ausserdem ist er auf der Decke eines viereckigen Kastens *g* befestigt, der an einer Seite eine verschliessbare Oeffnung hat, um so zeitweise zu den völlig abgesperrten Spurzapfen der Welle *e* gelangen zu können [4]). An der Bodenfläche *f* ist übrigens noch der Hohlkörper *dlm* befestigt, welcher unten cylindrisch, oben aber ähnlich wie die sogenannte Rose einer Giesskanne gestaltet ist. Das Turbinenrad *k* (dessen spiralförmige Arme in Fig. 272 gehörig sichtbar

1) Allgemeine Maschinenlehre, Bd. 2, S. 403.

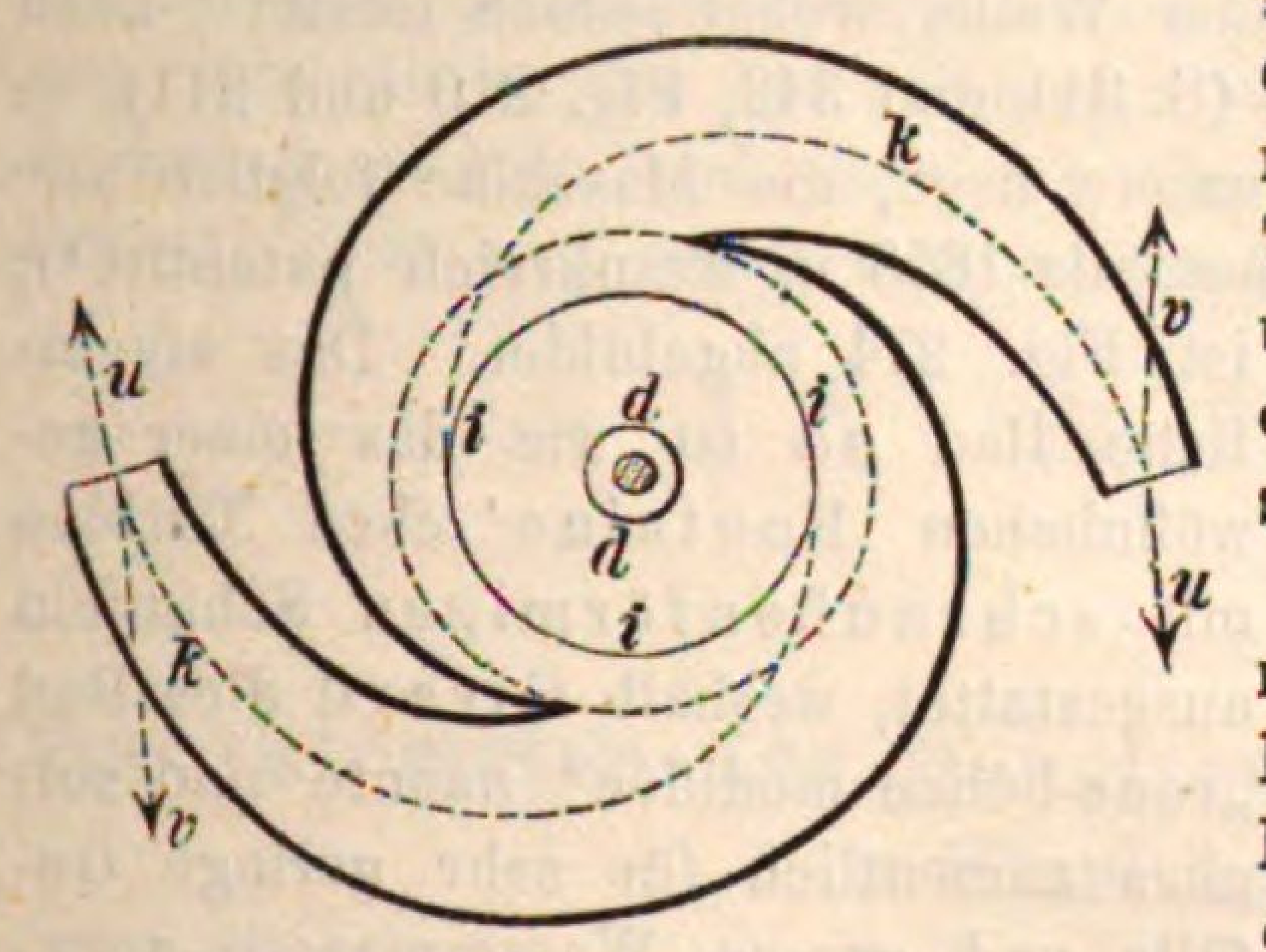
2) Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1870, S. 24. Der Verfasser zeigt hier ganz bestimmt, dass das Hagen'sche Rad mit einem Güteverhältnisse von reichlich 0,62 oder mit einem Nutzeffect von 62 Procent arbeitet.

3) Turbinen, 2. Auflage, S. 152.

4) Der Zeichner hat aus Versehen den Kasten *g* mit Wasser ausgefüllt.

sind) ist mittelst seiner tellerförmigen Scheibe *p* und zugehöriger Nabe *q* auf der Betriebswelle *e* befestigt, an der Mündung des Cylinders *c* aber bei *hi* auf eigenthümliche Weise abgedichtet, damit dort kein Wasser oder doch so wenig wie möglich entweicht [1]).

Fig. 272.

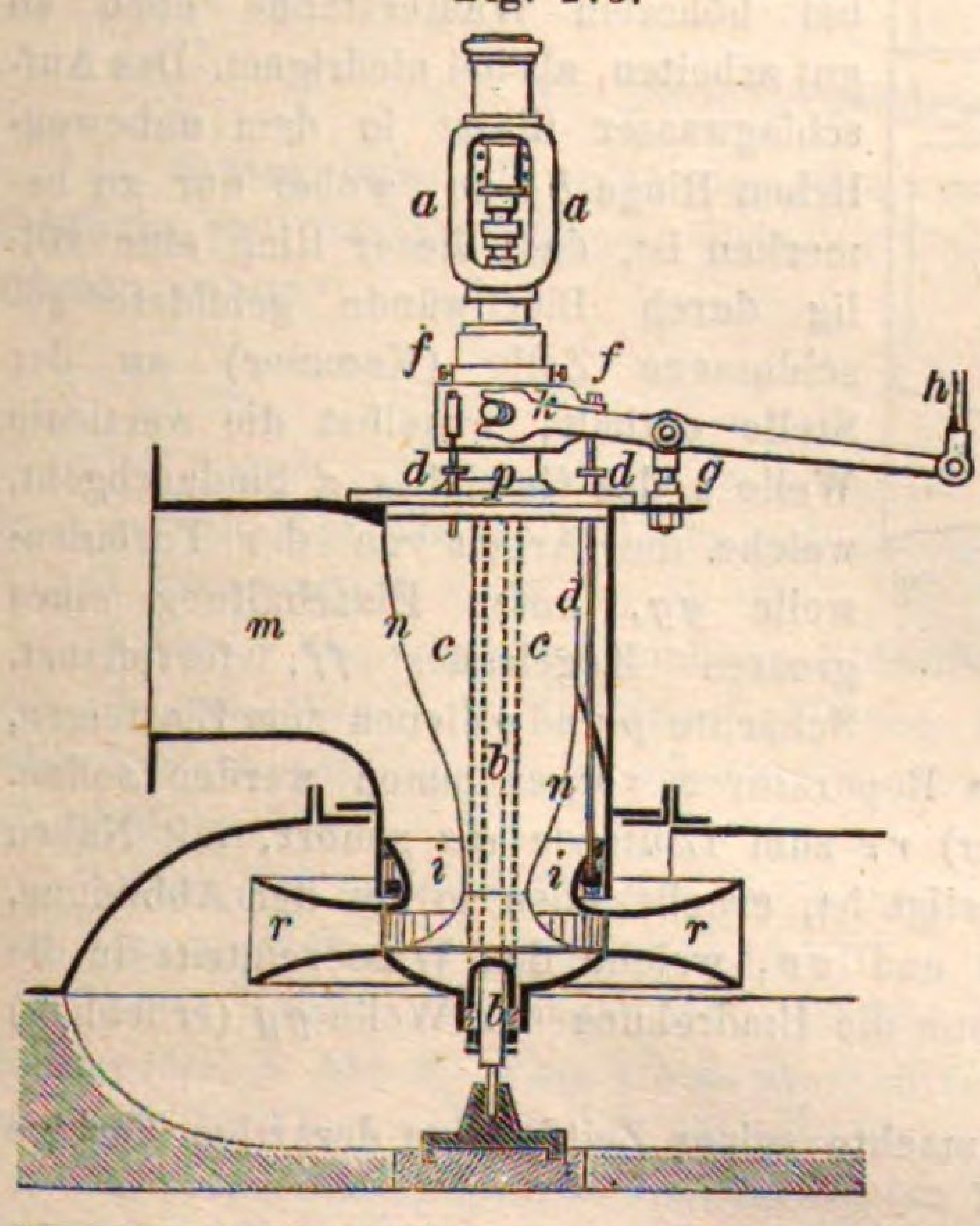


Die Turbine des französischen Ingenieurs Cadiat [2]) gleicht zunächst in den wesentlichsten Theilen einer Fourneyron'schen Vollturbine (Radial-Turbine mit innerer Beaufschlagung), unterscheidet sich aber von derselben durch einen das Rad von aussen umschliessenden kreisförmigen Schützen.

Redtenbacher schliesst in seinem Turbinenwerke die theoretischen Betrachtungen über das Cadiat'sche Rad mit der Bemerkung, dass auch dieser Motor, bei mässigen Geschwindigkeiten, einen ganz guten Effect liefert.

Eine Radial-Turbine ohne Leitcurven, welche bereits 1853 dem Ingenieur Girard in Frankreich patentirt wurde [3]), lässt Fig. 273 erkennen und zwar bezeichnet solche Girard als „Turbine à évacuation par évasement pour utiliser les hautes chutes".

Fig. 273.



Wie leicht zu erkennen ist, hat der Constructeur auch hier einen Oberwasserzapfen *aa* angeordnet, so dass *bb* (nach Fontaine) ein unbeweglicher Ständer ist, den die hohle Radwelle *cc* concentrisch umgiebt.

Der kreisförmige Schützen *i* ist an drei Stangen *dd* aufgehangen, die oben mit einer verschiebbaren Hülse *f* vereinigt sind, welche letztere durch einen geeigneten Hebel *gh* gehoben werden kann, dessen kürzeres Ende den Muff bei *k* gabelförmig umfasst. Um auch hier die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers möglichst klein zu machen, hat man den

1) Eine ganz specielle Zeichnung und Beschreibung dieser sinnreichen Dichtung findet sich bei Redtenbacher, Turbinen, 2. Aufl., S. 148, Taf. IX.

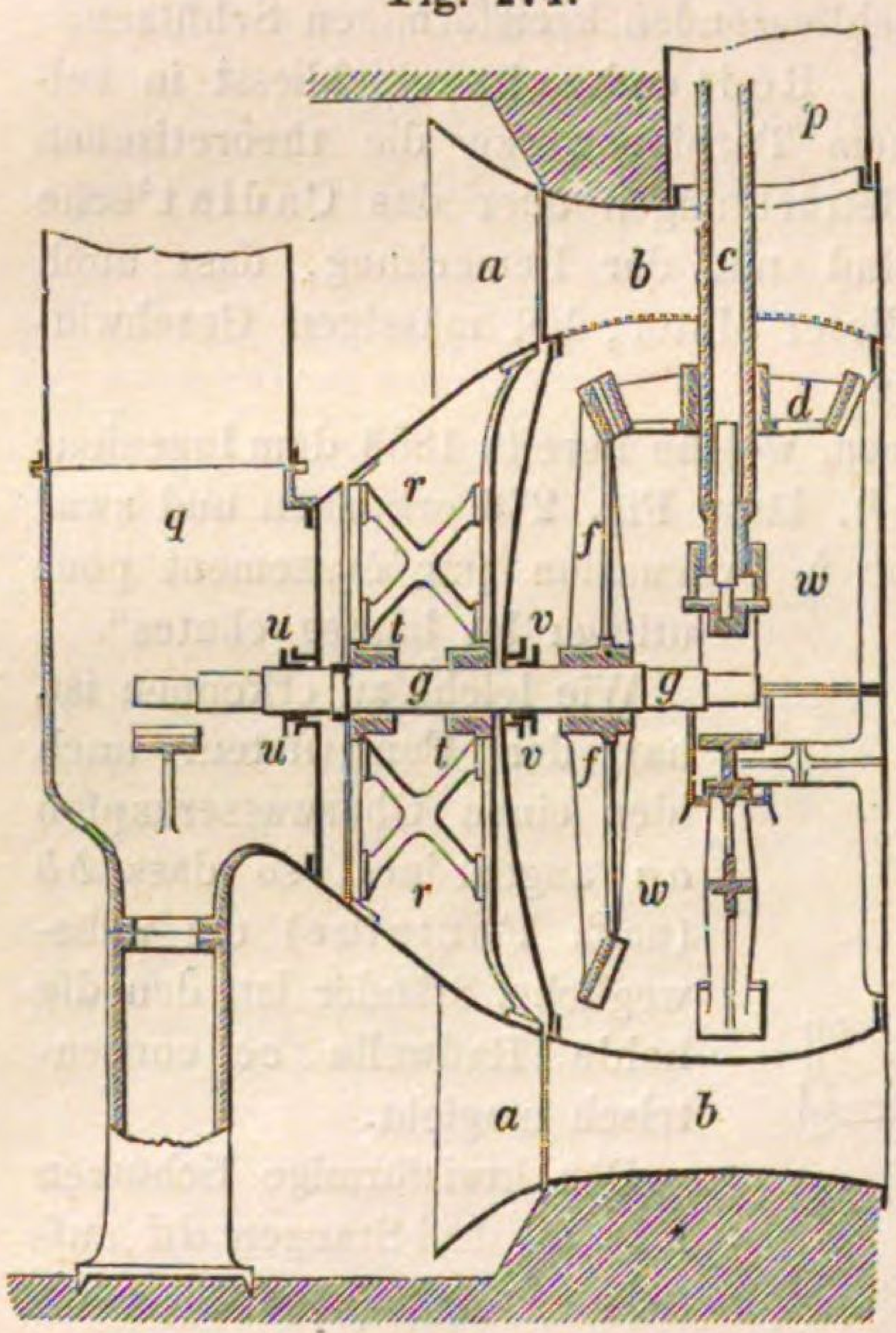
2) Armengaud, Publ. industr., Vol. II, P. 401, Pl. 34.

3) Description des machines et procédés etc., Tome XXXII (1859), P. 181, Pl. XXIX.

Radkranz *rr* nach Aussen hin ebenfalls erweitert. Dass *m* das Zuführrohr des Aufschlagwassers und *nn* wieder eine gut geformte Blechhülse ist, bedarf wohl eben so wenig einer weiteren Erklärung, wie die Stopfbüchse im Deckel *p* des Turbinenschachtes, wodurch die sich drehende Welle *cc* in möglichst vortheilhafter Weise nach Aussen geführt wird.

Eine Turbine mit horizontalliegender Welle, wobei jedoch letztere, nach Art des Sprengel'schen Wasserrades (S. 341 und 342, Fig. 210 und 211), in der Richtung des durchfliessenden Wassers liegt, die Maschine folglich zur Gattung der Achsialturbinen gehört (ebenfalls 1853 in Frankreich patentirt[1]), ist Fig. 274 abgebildet. Das eigentliche Rad *aa* ist wie das einer gewöhnlichen Fontaine'schen Turbine mit schraubenförmigen Schaufeln ausgestattet, weshalb Girard dies Rad „roue-hélice modifiée" nannte und solches namentlich für sehr geringe Gefälle und grosse Wassermassen anzuwenden rieth. Die Tiefe des Wassers, in welches das Rad taucht, hat auf die Wirkungsweise desselben im Rade keinen Einfluss, vielmehr kann dasselbe bei höherem Wasserstande eben so gut arbeiten, als bei niedrigem. Das Aufschlagwasser fliesst in dem unbeweglichen Ringe *bb* zu, wobei nur zu bemerken ist, dass dieser Ring eine völlig durch Blechwände gebildete geschlossene Zelle (Kammer) an der Stelle enthält, woselbst die verticale Welle *c* des Getriebes *d* hindurchgeht, welche die Arbeit von der Turbinenwelle *gg*, unter Einschaltung eines grossen Kegelrades *ff*, fortpflanzt. Schächte *p* und *q* dienen zum Einsteigen, wenn Zapfen geölt oder etwaige Reparaturen vorgenommen werden sollen. Dass der ganze Hohlbau (Kammer) *rr* zum Laufrade *aa* gehört, mit Naben *tt* auf der Turbinenwelle *gg* befestigt ist, erhellt eben so aus der Abbildung, wie die beiden Stopfbüchsen *uu* und *vv*, welche den Wassereintritt in die Räume *q* und *ww* verhindern, ohne die Umdrehung der Welle *gg* (erheblich) zu beeinträchtigen.

Fig. 274.



Ganz besonderes Aufsehen machte seiner Zeit[2]) eine derartige Turbine

1) Ebendaselbst P. 173, und verbessert (wonach die folgende Abbildung skizzirt wurde) Tome LXXVI (1871), P. 151, Pl. XXXIII.

Man sehe über dies Rad auch eine frühere Arbeit des Ingenieurs Tellkampf (jetzigen Director der Altona-Kieler Eisenbahn) in der Zeitschrift des hannoverschen Architekten- und Ingenieurvereins, Bd. II (1856), S. 79.

2) März 1855 in den Gang gesetzt.

zum Betriebe der Chocoladenfabrik von Menier & Comp. in Noisiel sur Marne. Bei nur 1,0 Meter Gefälle soll dies Rad eine Nutzarbeit von 180 (?) Maschinenpferden entwickeln und bei 6 Meter Durchmesser pro Minute 15 bis 16 Umläufe machen [1]). Ein zweites solches Rad [2]) zum Betriebe eines Wasser-Pumpwerkes zu Meaux ebenfalls an der Marne, soll bei 1,4 Meter Gefälle und beim Verbrauche von 1 Cubikmeter Wasser eine Arbeit von 14 Maschinenpferden entwickeln und dabei 11 Umdrehungen pro Minute machen. Das Güteverhältniss = g würde demnach in letzterem Falle betragen:

$$g = \frac{14 \,.\, 75}{1000 \,.\, 1{,}4} = 0{,}75.$$

§. 81.

Charakteristik der Reactions- und Druck- (Actions-) Turbinen [3]).

Im Nachstehenden sind die Reactions- und Druck- (Actions-) Turbinen ihren besonderen für die Anwendung wichtigen Eigenschaften nach mit einander verglichen und in den zugehörigen Anmerkungen die betreffenden Wasser- und Rad-Geschwindigkeiten, sowie die wichtigsten Dimensionen dieser beiden Radgattungen notirt.

I. Reactionsturbinen.

1. Stösse beim Eintritte des Wassers in das Rad sind hier weniger schädlich, weil der Eintritt mit kleinerer Geschwindigkeit als bei den Druckturbinen erfolgt [4]).

1) Girard, „Utilisation de la force vive de l'eau etc.," P. 24, Planche I, Fig. 1 enthält eine grössere Abbildung dieses Rades.

2) Ebendaselbst, S. 25.

3) Ausser den vorher empfohlenen Abhandlungen und Schriften von Schubert, Wiebe, Hänel, v. Hauer, Rittinger, Schmidt und Werner über die beiden Turbinengattungen räth der Verfasser besonders noch zum Studium der drei nachbemerkten:

Wiebe, „Allgemeine Theorie der Turbinen." Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen, Jahrg. 1866 (XVI) und 1867 (XVII).

Grove, Artikel „Turbinen" in Prechtl-Karmarsch's Supplementen der technol. Encyklopädie, S. 368 ff. Eine klare, übersichtliche Darstellung ohne wesentliche mathematische Theorien.

Vallet, „Principes de la construction des Turbines," Paris 1875. Die erste dem Verfasser bekannt gewordene Abhandlung, worin die Wichtigkeit der Schaufelkrümmung und der Radcanäle recht hervorgehoben und einfach mathematisch constructiv behandelt wird.

4) Bezeichnet H das Wassergefälle, V die Geschwindigkeit pro Secunde, mit welcher die Wassermenge $= Q$ aus den Leitcurven tritt, ist ferner v die Peripheriegeschwindigkeit des Rades (vom Durchmesser $2\,R$) in der Entfernung r von der Drehachse und haben die Winkel α, β, δ die frühere Bedeutung (auch

2. Die Reactionsräder haben einen rascheren Gang als Druckturbinen (was allerdings auch lästig werden kann).

3. Vom Winkel β (Fig. 275 und 276) hängt beim Reactionsrade die Geschwindigkeit der Maximalleistung ab. Da nun dieser Winkel sehr verschieden angenommen werden kann, so lässt sich auch, innerhalb weiter Grenzen, die Umfangsgeschwindigkeit verschieden anordnen. Bei Druckturbinen ist eine solche Wahl ganz unmöglich, da hier immer $\beta = 180 - 2\alpha$ sein muss.

4. Reactionsturbinen erhalten Radschaufeln von viel schwächerer Krümmung als dies bei Druckturbinen der Fall ist[1]).

5. Reactionsturbinen eignen sich besonders für constante Wassermengen und können dann, unter allen Umständen, noch vortheilhaft in's Unterwasser tauchen, so dass sie von Stauwasser fast gar nicht beeinträchtigt werden.

6. Reactionsturbinen geben einen etwas höheren Wirkungsgrad als Druckturbinen, da, der geringen Wassergeschwindigkeit wegen, die passiven Widerstände bei ersteren kleiner als bei letzteren sind.

7. Bei den Reactionsturbinen ist nur ein Theil des Gefälldruckes jener

in Fig. 275 und 276), so kann man (nach des Herrn Prof. Grove Vorträgen über Maschinenbau am Hannoverschen Polytechnikum) als Mittelwerthe setzen:

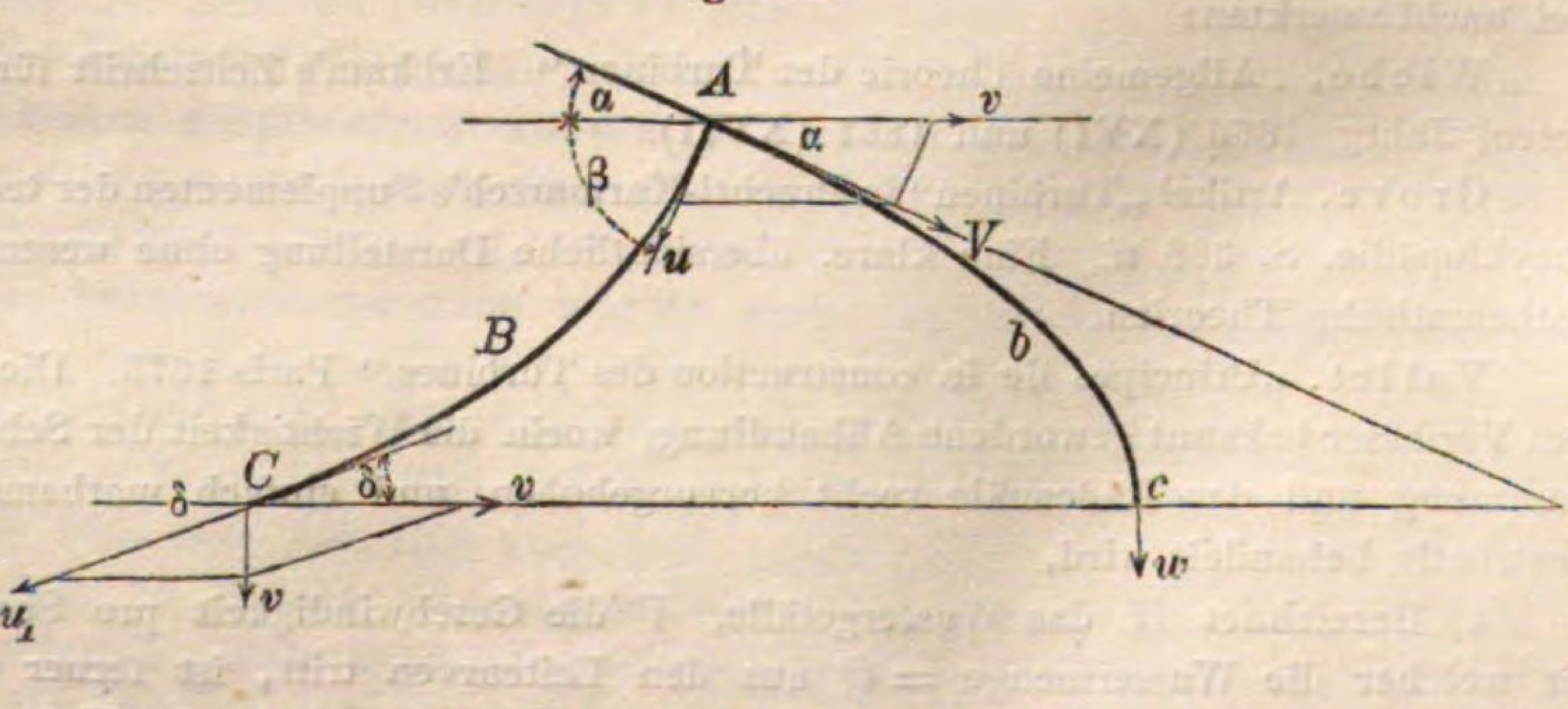
Bei hohem Gefälle und wenig Wasser: $V = 0{,}70\sqrt{2gH};\ v = 0{,}54\sqrt{2gH};\ \alpha = 15^0,\ \beta = 75^0$ und $R = 1{,}8\sqrt{\frac{Q}{V}}$ (Metermaasse vorausgesetzt).

Bei niedrigem Gefälle und vielem Wasser: $V = 0{,}68\sqrt{2gH};\ v = 0{,}60\sqrt{2gH};\ \alpha = 24^0,\ \beta = 66^0$ und $R = 1{,}2\sqrt{\frac{Q}{V}}$.

Bezeichnet ferner B die Kranzbreite $= R - r$ und U die Umlaufszahl des Rades pro Minute, so hat man ferner:

$U = 9{,}55\,\frac{v}{R}$ und $\frac{B}{R} = 0{,}30$ für hohes, sowie $\frac{B}{R} = 0{,}40$ für geringes Gefälle, sowie endlich $\delta = 15^0$ bis 25^0 zu nehmen ist, beziehungsweise um so grösser, je niedriger das Gefälle ist.

Fig. 275.



1) Von nebenstehenden Skizzen zeigt ABC (Fig. 275) die relative Trajectorie oder die Mittellinien des Radcanales einer Reactionsturbine, dagegen

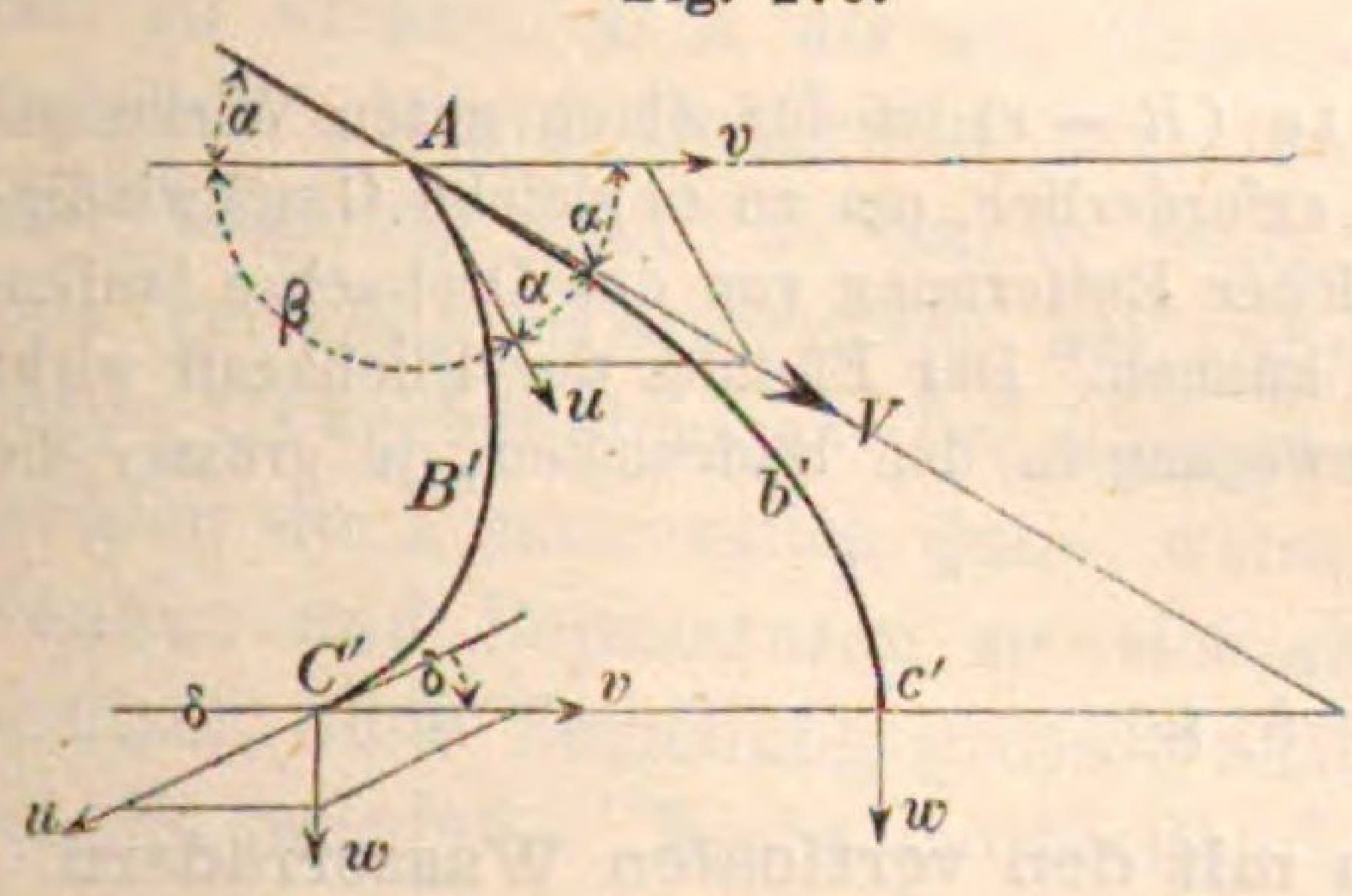
theilweisen zweimaligen Umwandlung unterworfen, worauf bereits Seite 397, Note 1 aufmerksam gemacht wurde.

II. Druck- (Actions-) Turbinen[1]).

1. Bei veränderlichem Aufschlagwasserquantum sind die Druckturbinen viel besser als Reactionsturbinen, wenn man bei letzteren nicht zu einer beweglichen Zwischenkrone greifen will, die übrigens nur bei Radialturbinen ausführbar ist.

2. Bei partieller Beaufschlagung[2]) sind nur Druckturbinen zu empfehlen.

Fig. 276.



$A'B'C'$ (Fig. 276) dieselbe Linie oder den relativen Wasserweg einer Druckturbine, beide unter sonst gleichen Umständen gedacht.

Die gleichzeitigen absoluten Wasserwege stellen die Linien Abc und $A'b'c'$ dar. Specielleres hierüber besonders in den bereits genannten Schriften von Hänel, Wiebe, Grove und Vallet.

1) Bei hohen Gefällen und kleinen Wassermengen ist hier:
$$\begin{cases} V = 0{,}87\sqrt{2gH};\ v = 0{,}42\sqrt{2gH};\ \alpha = 14^0,\ \beta = 152^0 \\ U = 9{,}55\,\frac{v}{R};\ R = 1{,}85\sqrt{\frac{Q}{V}};\ \frac{B}{R} = 0{,}30. \end{cases}$$

Bei niedrigen Gefällen und grossen Wassermengen ist dagegen:
$$\begin{cases} V = 0{,}88\sqrt{2gH};\ v = 0{,}45\sqrt{2gH};\ \alpha = 20^0,\ \beta = 140^0 \\ U = 9{,}55\,\frac{v}{R};\ R = 1{,}37\sqrt{\frac{Q}{V}};\ \frac{B}{R} = 0{,}35. \end{cases}$$

2) Bei sehr hohen Gefällen und geringen Wassermengen ergeben sich für Vollturbinen meistentheils so kleine Durchmesser und so grosse Umdrehzahlen pro Minute, dass man zur Anlage einer Partialturbine schreiten muss, obwohl diese nur ein Güteverhältniss von 0,65 bis 0,70 geben, während bei Vollturbinen (richtig berechnet und gut ausgeführt) von 0,72 bis 0,78 zu erreichen ist. Der Wasserbenutzung nach sind radiale Partialturbinen besser als achsiale.

Das Laufrad einer radialen Partialturbine berechnet man dann stets für eine grössere Wassermenge als die gegebene, wodurch der Halbmesser grösser und folglich die Umdrehzahl (bei unveränderter Radgeschwindigkeit) kleiner als bei Vollturbinen ausfällt. Bei äusserer Beaufschlagung, wo sich α sehr klein (8^0 bis 10^0) nehmen lässt, kann man setzen:

$$V = 0{,}95\sqrt{2gH} \text{ und } v_2 = 0{,}42\sqrt{2gH},$$

wo v_2 die Peripheriegeschwindigkeit am äusseren Umfange, also in der Entfernung $= R$ von der Drehachse ist. Der Radius $= r$ des inneren Umfanges lässt sich (annäherungsweise) berechnen (für Metermaass) aus der Gleichung $r = \sqrt{Q}$, sowie hiernach R aus $R = 0{,}1 + 1{,}12\,r$. Den Winkel δ macht man 25 bis 30

3. Bei hohem Gefälle haben die Druckturbinen verhältnissmässig einen langsameren Gang, was oft sehr wünschenswerth ist.

4. Bei Reactionsturbinen muss der freie Raum zwischen Leitcurvenapparat und Laufrad (die sogenannte ringförmige Spalte) sehr klein sein, wenn kein Wasserverlust eintreten soll.

Zusatz. Hinsichtlich Eintheilung der Turbinen nach der Bewegungsrichtung durch das Rad, in Radial- und Achsial- Turbinen ist noch zu erwähnen, dass der Wirkungsgrad der ersteren (und namentlich der mit äusserer Beaufschlagung) im Allgemeinen etwas grösser als der der letzteren ist. Indess fällt diese Differenz der Wirkungsgrade doch nicht so in's Gewicht, wie die einfachere Ausführung, Aufstellung und Pflege (Wartung) der Achsialturbinen, woraus sich zugleich die jetzt vorherrschende Anwendung der Achsialturbinen erklärt.

Eine schmale Kranzbreite $(R - r)$ ist für einen guten Wirkungsgrad der Achsialturbinen durchaus erforderlich, um zu ungleiche Geschwindigkeit und Pressung der in verschiedener Entfernung von der Drehachse laufenden Wassertheilchen vermeiden zu können. Der Einfluss der Fliehkraft wirkt um so störender auf die Wasserbewegung in den Radcanälen, je grösser die Kranzbreite ist.

§. 82.

Die Turbinen im Vergleich mit den verticalen Wasserrädern.

So ausgezeichnet die Turbinen der Gegenwart namentlich seit der Zeit genannt werden müssen, seitdem man sie so construiren lernte, dass sie für verhältnissmässig verschiedene Aufschlagwassermengen nur geringe Unterschiede in den Wirkungsgraden erkennen lassen, so kann es doch immerhin eine Menge Fälle geben, wo man denselben ein verticales Wasserrad vorzuziehen hat, so dass bei einer zu treffenden Auswahl dennoch mit Vorsicht zu verfahren ist.

Vor Allem kann man, mit wenigen Ausnahmen, behaupten, dass überall da ein oberschlägiges verticales Wasserrad der Turbine vorzuziehen ist, wo die Gefällshöhe (4 bis 10 Meter) der Anordnung des ersteren besonders günstig ist, da oberschlägige Wasserräder ohne weitere Mühe und Umstände den Vortheil bieten, dass sich ihr Wirkungsgrad in dem Maasse erhöht, wie ihre Wassermenge abnimmt, wofür man sie construirte, hierbei noch gar nicht des Umstandes gedacht, dass bei hohen Wasser-

Grad und noch grösser, in welchem ersteren Falle man jedoch nach Innen zu die Radhöhen vergrössern muss, wie schon Francis (S. 401, Fig. 257) bei seinen Vollturbinen stets construirte.

gefällen der raschen Bewegung wegen leicht Störungen besonderer Art eintreten, die den Turbinen recht nachtheilig werden können. Nur bei sehr hohen Gefällen von 10 bis 100 Metern und mehr wird man (in Ermangelung von etwas Besserem) [1]) ohne Weiteres zur Anwendung von Turbinen greifen müssen. Nicht minder unvortheilhaft sind Turbinen überall dort, wo der Widerstand der Arbeitsmaschine (der Lastmaschine) sehr veränderlich oder wohl gar mit Erschütterungen und Stössen behaftet ist, z. B. bei Walzwerken, Stampfwerken, Hammerwerken, Walken etc. Es besitzen nämlich die Turbinen zu wenig Masse, um als Schwungrad zu wirken, d. h. als ein Magazin auftreten zu können, das aufnimmt, wenn Ueberfluss an Bewegungsgrösse vorhanden ist, und abgiebt, wenn es daran fehlt. Ebenfalls empfehlenswerth sind verticale Wasserräder bei geringen Wasserkräften des kleineren Gewerbebetriebes (bei kleinen Getreide- und Bretschneidemühlen etc.), namentlich dann, wenn es wünschenswerth ist, dass Neubau und Reparaturen so viel als möglich von dem Werkbesitzer, ohne Zuziehung grösserer Maschinenfabriken, selbst beschafft werden. Recht vortheilhaft müssen dagegen Turbinen dann genannt werden, wo sehr grosse Umfangsgeschwindigkeiten erforderlich sind und wenn namentlich der Bewegungssinn der Lastmaschine dem der Turbine gleich ist, d. h. dass sich beide in horizontaler Ebene bewegen, wie dies u. a. bei den Getreidemühlen der Fall ist (hierbei bereits der erwähnten Ausnahme gedacht). Endlich ist noch zu erwähnen, dass sehr schmutziges Wasser, welches durch Sand, Schlamm, Baumblätter, Eisstücke etc. verunreinigt ist, um so störender auf eine Turbine einwirken kann, je kleiner die Dimensionen derselben und namentlich je enger die Canäle sind, welche der ungestörte Durchgang des Wassers in dem eigentlichen Rade erfordert.

1) Wassersäulenmaschinen sind leider für gewöhnliche industrielle Zwecke zu theuer, wie aus der am Ende des nächsten Capitels folgenden Tabelle erhellt.

Drittes Capitel.

Wassersäulenmaschinen.

§. 83.

Geschichtliche Einleitung [1]).

Im Jahre 1705 gelang es Newcomen in England, die erste praktisch brauchbare sogenannte Feuermaschine in Gang zu

1) Bélidor, Architecture hydraulique, Tom. I, Lib. IV, Cap. 1, §. 1187. Die deutsche Uebersetzung, Augsburg 1745. Hierin: Beschreibung derjenigen (Wassersäulen-) Maschinen, welche von Denisard et de la Dueille erfunden worden. Eine Maschine, welche Quellwasser bei 9 Fuss Druckhöhe zur Bewegung eines gehörig eingeschlossenen Kolbens benutzte, der $^3/_{64}$ dieses Wassers um 32 Fuss höher getrieben haben soll, als die Quelle selbst lag. — Calvör, Historisch-chronologische Nachricht und theoretisch-praktische Beschreibung des Maschinenwesens und der Hülfsmittel bei dem Bergbau auf dem Oberharze, Braunschweig 1763, S. 159. Abhandlung von der Winterschmidt'schen Wassersäulenmaschine etc. Von dem Erfinder (Winterschmidt, braunschweigischer Artillerie-Major) in Wolfenbüttel 1761 geschrieben. — Poda, Kurzgefasste Beschreibung der beim Bergbaue zu Schemnitz in Nieder-Ungarn errichteten Maschinen, Prag 1771. Hier werden besonders die allerersten Höll'schen Wassersäulenmaschinen ausführlich beschrieben und durch hübsche Vignetten erläutert. — Delius, Anleitung zu der Bergbaukunst, Wien 1773. Der Abschnitt „Grubenbau" enthält die Beschreibung der Höll'schen Wassersäulenmaschinen, sowie der Luftmaschinen desselben, welcher grosse, in Kupfer gestochene Abbildungen beigegeben sind. — Busse, Betrachtung der Winterschmidt'schen und Höll'schen Wassersäulenmaschine, nebst Vorschlägen zu ihrer Verbesserung, Freiberg 1804. — Villefosse, De la richesse minérale etc., Paris 1819, Tom. III, P. 115. Beschreibung Harzer, sächsischer und bayerischer Maschinen. — Karsten, Metallurgische Reise durch Bayern, Oesterreich etc., Halle 1821. Die ausführlichste Beschreibung der grossen Soolenleitung von Berchtesgaden bis Rosenheim. Leider ohne Abbildungen. — Reichenbach, Die Wassersäulenmaschine zu Illsank. Dingler's Polytechnisches Journal, Bd. 9, 1822, S. 145. — Langsdorf, Ausführliches System der Maschinenkunde. Heidelberg 1826 bis 1828, Bd. 1, Abtheil. 2, S. 736. Besonders Beschreibung der Reichenbach'schen Maschinen nach Villefosse. — Le Blanc et Pouillet, Portefeuille industriel, Vol. I, 1834, P. 93, Pl. 13. — Schitkow, Beiträge zur Bergbaukunde, Wien 1834, S. 57 u. 91, Beschreibung Schemnitzer neuer Wassersäulenmaschinen, und auch einer für rotirende Bewegung, S. 134. — Gerstner, Handbuch der Mechanik, Bd. 3, Cap. 11, „Wassersäulenmaschinen". Besonders Beschreibung und Berechnung der kärnthner Maschinen, sowie der beim Freiberger Bergbaue. Erstere durch schöne Abbildungen erläutert. — Junker, Machines à colonnes d'eau de Huelgoat (Bretagne). Ann. des mines, Tom. VIII, 1835, P. 95 et 247. — Jordan, Die Wassersäulenmaschinen im Silbersegener Richtschachte (bei Clausthal). Karsten's Archiv für Mineralogie,

bringen, wobei sich in einem Cylinder ein gehörig dichtender Kolben, vom Drucke des Wasserdampfes und der atmosphärischen Luft getrieben, zur Verrichtung mechanischer Arbeiten hin- und

Bergbau etc., Bd. 10, 1837, S. 235. — Weisbach, Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, Cap. 6, „Von den Wassersäulenmaschinen". Die vollständigste und zugleich gründlichste theoretische Abhandlung über den betreffenden Gegenstand. Nur in diesem Werke findet man Abbildungen der sächsischen (Brendel'schen) Wassersäulenmaschinen etc. — Jugler, Die Wassersäulenmaschine zu Lautenthal am Harz. Notizblatt des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 3, Jahrg. 1853 u. 1854, S. 13. — Armstrong, On the application of water pressure as motive power, for working cranes and other kinds of machinery. Civil-Engineer and Architects-Journal, Juni 1850, P. 204. — Glynn, Treatise on power of water, London 1853. Geschichte und Beschreibung englischer Wassersäulenmaschinen. — Bornemann, Wassersäulen-Göpelmaschine. Civil-Ingenieur, Bd. 2, 1856, S. 138. — Phillips and Darlington, Records of mining and metallurgy etc., London 1857. Ueber englische Wassersäulenmaschinen. — Rittinger, Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinenwesen, Jahrg. 1854 bis 1860. Beschreibungen neuer Wassersäulenmaschinen im österreichischen Staate. — Pfetsch, Machine à colonne d'eau construite à Saint-Nicolas (Meurthe) en mai 1860. Ann. des mines, Tom. XVII, 1860. Eine nach Reichenbach-schen Principien für die St. Nicolas-Salinen construirte Maschine mit horizontalliegendem Treibcylinder. — Baur, Die Centrum-Wassersäulenmaschine. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. IV, Jahrg. 1860, S. 79. — Novak, Ueber Hutzelmann's Wasserhaltungs-Wassersäulenmaschine des Stephanschachtes in Bohutin bei Přibram. In Rittinger's „Erfahrungen im Berg-, Hütten,- und Maschinenbau- und Aufbereitungswesen." Jahrg. 1860. Einfachwirkende Maschinen mit dem Dreikolbensysteme als Steuerung etc. — Althans, Ueber die Anwendung der Wassersäulenmaschinen auf den Bergbau. Zeitschrift für das Berg- und Hüttenwesen in Preussen, Jahrg. 1861, Bd. 9, S. 17. — Werner, Die Anwendung stark gepressten Wassers, nach Armstrong's System zur Kraftübertragung auf unterirdische Wassersäulenmaschinen. Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen des preussischen Staates, Bd. XIV, S. 77. Eine beachtenswerthe theoretische Abhandlung, die sich auch in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. 11 (1867), S. 66 u. 103 abgedruckt vorfindet. — Sir W. Armstrong, „On the transmission of power by water pressure etc." Inst. of mechanical Engineers, Proceedings 1868, P. 21. — M. Rühlmann, „Ueber Wasserdruckmaschinen." Eine geschichtliche Skizze. Mittheilungen des hannov. Gewerbevereins, Jahrg. 1868, S. 88 ff. Hier wird auch speciell die Maschine des Pariser Mechanikers Coque beschrieben, die mit horizontal liegendem Arbeitscylinder, Kurbel, Lenkstange und Schwungrad ausgestattet und mit combinirter Schieber- und Ventilsteuerung versehen ist. — Laclonge, Theoretische und praktische Untersuchungen über den Perret'schen Wasserdruck-Motor. Dingler's polytechn. Journal, Bd. 84 (1867), S. 81. Von Delbar ins Deutsche übertragen nach den Annales du Conservatoire des arts et métiers, Tom. IV (1866), P. 645. — Karl Jenny, Perret's Wassersäulenmaschine. Im officiellen österreichischen Berichte über die Weltausstellung zu Paris im Jahre

herbewegte. Als die damit erlangten Erfolge allgemeiner bekannt wurden, war es fast naturgemäss, dass man sich bemühte, in ganz ähnlicher Weise Maschinen durch den Druck des Wassers in Bewegung zu setzen.

1867. Zweiter Bd., Heft IV, S. 159. Bei dieser Maschine ist der sogenannte Treibcylinder (welcher den Arbeits- oder Treibkolben enthält) beweglich, hingegen eine als Steuerapparat functionirende cylindrische Doppelhülle unbeweglich. Bei den oscillirenden Maschinen dieser Art schwingt der Steuerapparat um eine feste Achse, während der innere Treibkolbencylinder relativ gegen diese Umhüllung verschoben wird. Dieser letzteren Gattung der Perret'schen Maschinen ist in der angegebenen Quelle eine ganze Tafel Abbildung gewidmet. — Ramsbottom, Wasserdruckmaschine, aus zwei oscillirenden Cylindern mit eigenthümlicher Steuerung bestehend. Polytechn. Centralblatt, Jahrg. 1866, S. 842. — Schmidt, Wasserdruckmaschine mit einem oscillirenden Cylinder (weiter unten abgebildet), der um massive, nicht durchbohrte Zapfen schwingt und wobei die Steuerung nach Art der Muschelschieber gebildet ist, ohne eines solchen Schiebers als besonderes Maschinenstück zu bedürfen. Uhland, „Der prakt. Maschinen-Constructeur," Jahrg. 1871, S. 208, sowie hieraus in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XVI (1872), S. 592. Ferner (sehr schön gezeichnet) in Armengaud's Publ. industr., Vol. 28, P. 89. — Bornemann, Beschreibung einer gekuppelten Wassersäulenmaschine auf der Grube Gottes Erbstollen bei Rosswein. Civil-Ingenieur, Bd. 17 (1871), S. 107. Bei diesem Maschinenwerke hat man statt der gewöhnlichen (Reichenbach'schen) Dreikolbensteuerung, Ventile mit kolbenartigen Ansätzen in Anwendung gebracht. Die Bewegung dieser an einer und derselben Kolbenstange sitzenden Ventile erfolgt durch eine sogenannte primäre Steuerung, die aus einem Wendekolben besteht, der seine Bewegung durch den Steuerbaum am Treibcylinder erhält. — Girard, Moteur à colonne d'eau. Opperm. portefeuille des machines, 1872, P. 73, Pl. 33. Kleine Wassersäulenmaschine mit Kolbensteuerung, um Luftsaugpumpen für seine Turbinen mit Heberrohr für den Wassereinlauf (Fig. 267) zu treiben. — Philipp Mayer, Ueber Wassersäulenmaschinen mit Expansion. Mayer führt wie Coque atmosphärische Luft in den Treibcylinder und bildet damit ein elastisches Kissen zwischen Aufschlagwasser und Arbeitskolben. Zeitschrift des österr. Architekten- und Ingenieurvereins, Jahrg. 1874, S. 219. Ueber derartige Maschinen der Wiener Ausstellung von 1873 berichtet auch Radinger (a. a. O. S. 258). — Schmidt, Versuche über die Leistung einer Wassersäulenmaschine zur unterirdischen Förderung auf Zeche „Vereinigte Francisca Tiefbau" zu Witten a. d. Ruhr. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XVII (1873), S. 257. Zwei doppeltwirkende, feststehende, gegen den Horizont geneigte Cylinder mit Kolbensteuerung, die man durch Excentriks von der Maschinenwelle aus in Bewegung setzt. Die Steuerkolben sind mit schrägen Canälchen versehen, welche vor Freilegung des eigentlichen Wasserweges schon Wasser durchlassen und im Vereine mit einem Windkessel den Wasserstoss beim Kolbenwechsel vermeiden. „Hydraulic Engine for blowing organs by water power." The Engineer, April 16 (P. 257, 260), 1875. Wassersäulenmaschinen mit verticalstehendem Cylinder, Kolbensteuerung etc., deren Anordnung an bereits vorausgegangene Constructionen erinnert.

Abgesehen von einem Versuche der Franzosen Denisard und Dueille, worüber Bélidor am unten bezeichneten Orte berichtet, dem jedoch irgend eine fruchtbringende Anwendung nicht folgte, lässt sich mit Gewissheit annehmen, dass die Wassersäulenmaschinen von Höll (in Ungarn)[1]), Winterschmidt (in Deutschland)[2]) und von Westgarth (in England)[3]) fast gleichzeitig um die Mitte des vorigen Jahrhunderts erfunden wurden.

Am allermeisten Verbreitung fanden diese ältesten Maschinen bei den ungarischen Silberbergwerken und in den Bleibergwerken Kärnthens, etwas später auch beim Bergbaue im Königreiche Sachsen. Die Haupttheile einer (allerdings schon verbesserten, späteren) kärnthner Maschine (die in Kreuth, nächst Bleiberg an der Sohle des Erbstollens Kronprinz Ferdinandi Morgenschlag erbaut ist) zeigen die Fig. 277 und 278.

Es gehört die Maschine unserer Abbildungen zur Gattung der zweicylindrigen, d. h. es sind zwei Cylinder *a* und *b* (Treibcylinder genannt) vorhanden, worin sich in jedem entsprechend dicht ein massiver Kolben befindet, der durch den Druck einer mehr oder weniger hohen Wassersäule in Bewegung gesetzt und zur Uebertragung mechanischer Arbeit benutzt werden kann, welche dem zur Disposition stehenden Betriebswasser innewohnt. Wie aus dem Zusammenfassen beider Zeichnungen (Fig. 277 Verticaldurchschnitt, Fig. 278 Horizontalprojection) erhellt, stehen beide Treibcylinder beziehungsweise mit horizontalen Rohrstücken *d* und *e* in Verbindung, die wieder mit einer Röhre *c* in Communication gesetzt werden können, welche das Aufschlagwasser zuführt. Je nachdem man nun letzterem Wasser, zufolge entsprechender Stellung zweier Hähne *f* und *g*, den Eintritt und beziehungsweise Austritt in den einen oder anderen der beiden Treibcylinder *a* und *b* gestattet, werden Kolben und Kolbenstangen, sowie die Fortsetzungen *p* der letzteren (Hubstangen genannt) abwechselnd auf- und abbewegt. Genannte (hölzerne) Hubstangen *p* sind durch Ketten mit einem sogenannten Quadranten *q* (Kraftquadranten) derartig in Verbindung gebracht, dass derselbe beim Auf- und Absteigen der Kolben um seine Welle *r* abwechselnd zu einer Schwingung nach der einen und anderen Seite veranlasst wird. Denkt man sich nun auf derselben Welle *r*, parallel zu *q*, einen zweiten ähnlichen Quadranten (Lastquadranten) befestigt und von diesem aus Stangen (Schachtstangen) in die Tiefe zur Pumpenbewegung gehend, so erhellt leicht, wie man mittelst dieser ganzen Maschinenanordnung Wasser aus der Tiefe bis zur Stollensohle zu heben vermag, welches mit dem Aufschlagwasser (nach seiner Wirkung auf die Kolben *a* und *b*) an einer und derselben Stelle abfliessen kann.

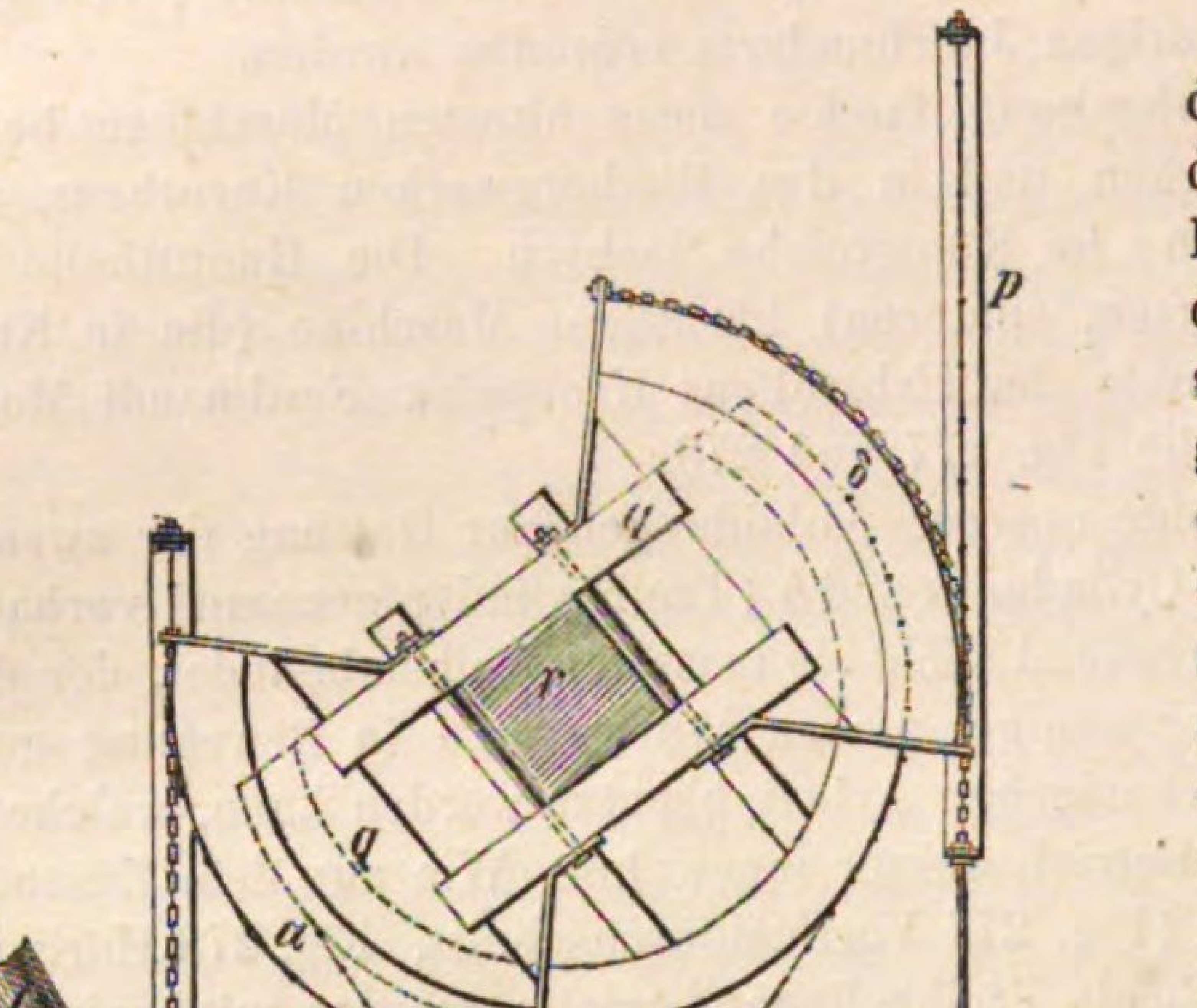
1) Höll's erste Maschine wurde 1749 im Leopoldischachte erbaut. Porda, a. a. O. S. 54.

2) Winterschmidt brachte 1753 eine kleine Maschine (mit sogenannter Hammersteuerung) auf der Grube Carlsgnade in Gang, eine grössere, die Treuermaschine, aber 1761. Calvör, a. a. O. S. 182.

3) Glynn, a. a. O. P. 99, giebt an, dass William Westgarth 1765 seine erste Maschine aufgestellt habe, über welche ein Bericht mit Zeichnungen von Smeaton der Society of arts 1769 übergeben und 1787 im 5. Bde. der Verhandlungen derselben gedruckt worden sei.

Um die gedachte abwechselnde Auf- und Abbewegung der Treibkolben *a* und *b* **selbstthätig**, d. h. durch die Maschine allein geschehen zu lassen, ist eine Anordnung von Theilen vorhanden, welche man mit dem gemeinsamen Namen „Steuerung“ bezeichnet.

Fig. 277.



Die eigentliche Aufgabe dieser Steuerung ist aber, die Hähne *f* und *g* beziehungsweise so zu drehen, dass entweder das Aufschlagwasser ihre Bohrungen passiren und unter einen der Kolben gelangen, oder das Wasser, welches seinen Druck an einen der Kolben abgegeben hat, durch eine anderweite Bohrungsrichtung des betreffenden Hahnes wieder abfliessen und sich beziehungsweise durch *h* oder *i* (Fig. 278) in vorgesetzte Gefässe *π* entleeren kann.

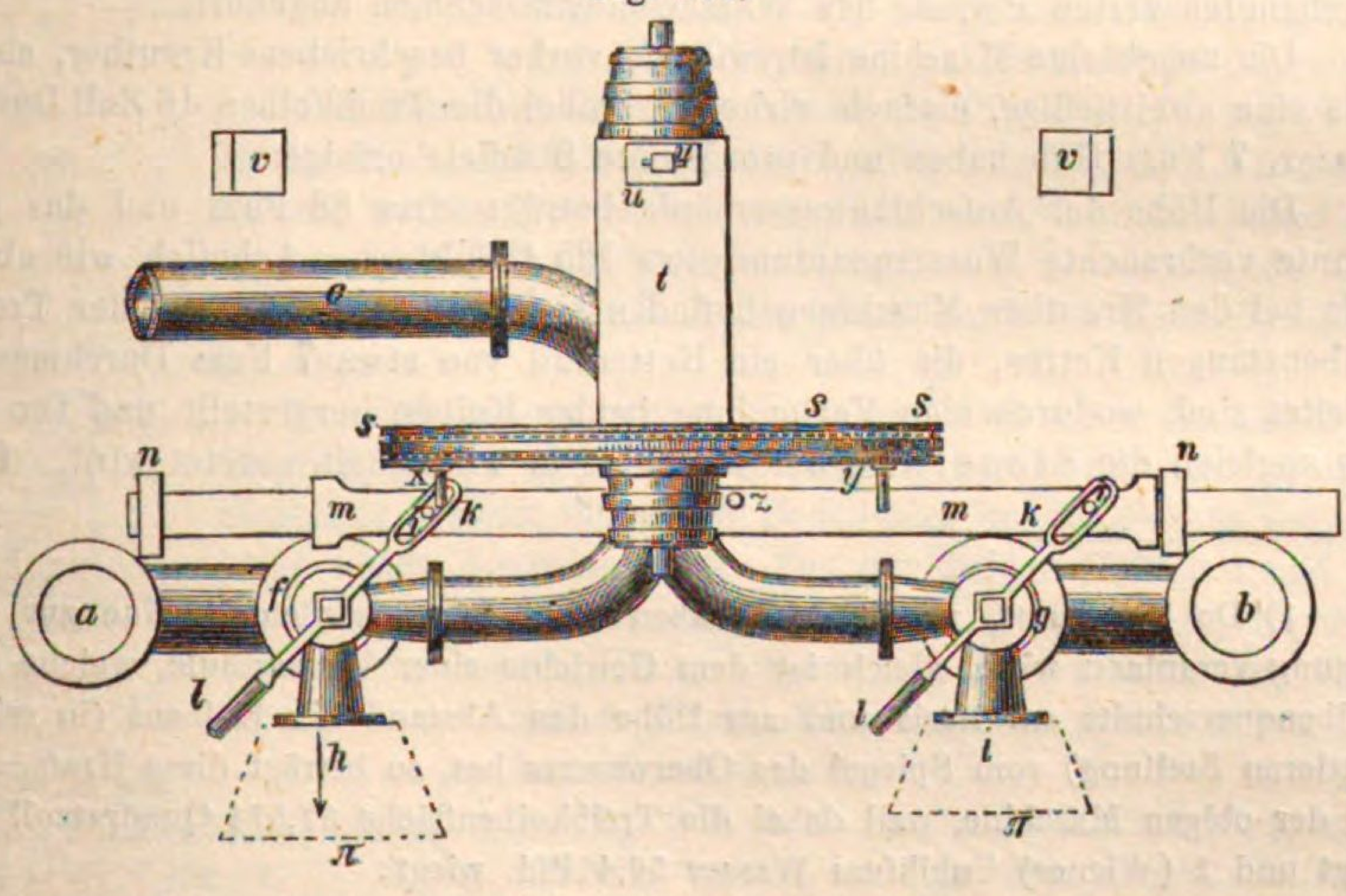
Die Drehung der Hähne *f* und *g* erfolgt aber, sobald man die an ihren Köpfen befestigten Schlüssel *lk* in geeigneter Richtung bewegt, wozu dieselben mit schlitzförmigen Fängern *k* ausgestattet sind, welche Stifte *i* umfassen, die wieder an einem vierkantigen Balken *m* sitzen, welchen man den Läufer nennt. Dieser Läufer bewegt sich in horizontaler Richtung auf (in Fig. 277 sichtbaren) Rollen, und kann derselbe, gehörig verschoben, die entsprechende Bewegung der Hähne veranlassen. Um die geradlinig gerichtete Hin- und Herverschiebung des Läufers nicht durch Menschenhand, sondern, wie gesagt, durch die Maschine selbst geschehen zu lassen, hat man folgende Einrichtung getroffen.

Mit dem Kraftquadranten *q* sind zuvörderst noch zwei concentrische kleinere (punktirt angegebene) Bogenstücke *αδ* in Verbindung gebracht, welche noch einen Quadranten, den **Steuerquadranten**, bilden, der mit dem sogenannten Steuerrade *yxs* (im Grundrisse, Fig. 278) mittelst Ketten in Verbindung gesetzt ist. Auf dem hinteren Ende der Welle *t* dieses Steuerrades ist

ferner ein Hammer *u* (von 50 Pfd. Gewicht) angebracht, der ein schnelles Umdrehen von *t* und mit ihr des Steuerrades *yxs* veranlasst, sobald er, in die senkrechte Richtung erhoben, ein Wenig aus derselben gebracht wird. Beim Aufschlagen nach links oder rechts trifft der Hammer *u* abwechselnd die eine oder die andere von zwei schief abgeschnittenen, festliegenden hölzernen Schwellen *vv*.

Wie nun endlich die Drehung des Steuerrades *yxs* von der Welle *r* des Kraftquadranten *q* aus bewirkt werden kann, erhellt ohne Weiteres, wenn man die Anordnung der Ketten $\alpha\beta$ und $\delta\varepsilon$ näher in's Auge fasst. Die eine Kette ist nämlich mit einem Ende oben bei δ befestigt, setzt sich in der Richtung ε nach dem Steuerrade hin fort, umschlingt unterwärts über die Hälfte des Steuerrades, und findet endlich die zweite Befestigung an dem Punkte des Um-

Fig. 278.



fanges, welcher mit der Ziffer 7 bezeichnet ist. Der obere Befestigungspunkt der anderen Kette ist am Quadranten α, der untere aber am Steuerrade an der Ziffer 8 bemerklich, wobei die Kette von α nach β läuft, hinter 7 weg und unten um das Steuerrad herum bis zum gedachten Punkte geht, wobei zugleich klar wird, dass der untere Theil λ dieser Kette schlaff herabhängen muss, weil zufolge der Quadrantenstellung nur die andere Kette $\varepsilon\delta$ gespannt sein kann. Ebenso bedarf es wohl kaum der Bemerkung, dass jede der beiden Ketten $\alpha\beta$ und $\varepsilon\delta$ ihre besondere Bahn (neben einander liegende Vertiefungen) sowohl auf dem Steuerradumfange (wie Fig. 278 zeigt), als auch auf dem Steuerquadranten *q* hat, so dass auch die in Fig. 277 sichtbare Kreuzung beider Ketten ohne Störung auf die Bewegung ist[1]).

Die Aufschlagwasserhöhe bei der beschriebenen Maschine beträgt 43 Klafter oder 258 österr. Fuss. Die Turbinenkolben *a* und *b* haben jeder $6^{11}/_{12}$ Zoll Durchmesser und $73^{3}/_{4}$ Zoll Hub. In der Minute macht jeder Kolben

1) Ausführlichere Beschreibungen dieser Kreuther Wassersäulenmaschine giebt Gerstner, Handbuch der Mechanik, Bd. 3, §. 257 bis 267.

8 Hübe und fördert die zugehörige Pumpe (von 5 Zoll Kolbendurchmesser) 564 Pfd. Wasser auf die verticale Höhe von 72 Klaftern = 432 Fuss. Der Wirkungsgrad der ganzen Maschinerie ist nahezu 0,827 [1]).

In ähnlicher Weise wie die Steuerung der vorbeschriebenen Maschine waren der Hauptsache nach alle Steuerungen bis zum Anfange dieses Jahrhunderts angeordnet, wenn man unwesentliche Abänderungen derselben, z. B. das Ersetzen des Hammers durch einen Fallbock, durch einen Wagen oder durch einen Pendel u. dergl. m., ausser Acht lässt. Ebenso war diesen sämmtlichen Steuerungen der Hahn oder die Piepe charakteristisch, der selbst noch später in Anwendung kommt, u. a. noch heute bei einer Henschel'schen Wassersäulenmaschine in der kurhessischen Grafschaft Schaumburg (Kohlengruben zwischen Kirchhorsten und Obernkirchen, Kunstschacht Nr. 1) sich vorfindet, dessen Beschreibung hier noch Platz finden mag, weil er immerhin der sogenannten ersten Periode der Wassersäulenmaschinen angehört.

Die zugehörige Maschine ist, wie die vorher beschriebene Kreuther, ebenfalls eine zweistieflige, einfach wirkende, wobei die Treibkolben 16 Zoll Durchmesser, 7 Fuss Hub haben und pro Minute 8 Spiele erfolgen.

Die Höhe der Aufschlagwassersäule beträgt circa 88 Fuss und das pro Minute verbrauchte Wasserquantum etwa 125 Cubikfuss. Aehnlich wie ebenfalls bei den Kreuther Maschinen befinden sich in der Fortsetzung der Treibkolbenstangen Ketten, die über ein Kettenrad von etwa 7 Fuss Durchmesser geleitet sind, wodurch eine Verbindung beider Kolben hergestellt und von wo aus zugleich die Steuerung der Maschine in Thätigkeit gesetzt wird. Die-

1) Da die Kraft, womit der Kolben einer Wassersäulenmaschine zur Bewegung veranlasst wird, gleich ist dem Gewichte einer Wassersäule, welche den Kolbenquerschnitt zur Basis und zur Höhe den Abstand des Kolbens (in seiner mittleren Stellung) vom Spiegel des Oberwassers hat, so beträgt diese Kraft $= P$ bei der obigen Maschine, weil dabei die Treibkolbenfläche 37,574 Quadratzoll beträgt und 1 (Wiener) Cubikfuss Wasser 56,4 Pfd. wiegt:

$$P = 56{,}4 \cdot \frac{37{,}574}{144} \cdot 258 = 3796{,}8 \text{ Pfd.}$$

Da ferner die Kolbengeschwindigkeit:

$$v = 2 \cdot \frac{73{,}75}{12} \cdot \frac{8}{60} = \frac{73{,}75}{45} = 1{,}64 \text{ Fuss pro Secunde,}$$

so berechnet sich die bewegende Arbeit zu:

$$\mathfrak{A} = Pv = 3796{,}8 \cdot 1{,}64 = 6226{,}08 \text{ Fusspfd. pro Secunde, oder zu:}$$

$$60\,\mathfrak{A} = 60 \cdot 6226{,}08 = 373\,564{,}8 \text{ Fusspfd. pro Minute.}$$

Während derselben Zeit wird aber eine Nutzarbeit von $564 \cdot 432 = 243\,648$ Fusspfd. entwickelt, so dass der Wirkungsgrad $= \mathfrak{g}$ der combinirten Maschinerie (Wassersäulenmaschine und Pumpensatz) beträgt:

$$\mathfrak{g} = \frac{243\,648}{373\,565} = 0{,}652,$$

wonach sich annäherungsweise (nach Weisbach) der Wirkungsgrad $= \mathfrak{g}_1$ der Wassersäulenmaschine allein berechnet zu:

$$\mathfrak{g}_1 = \tfrac{1}{2}(1 + \mathfrak{g}) = \frac{1{,}65}{2} = 0{,}826.$$

selbe besteht hauptsächlich aus einem einzigen Hahne für beide Cylinder, dessen verticale Achse (*c* Fig. 279) nach oben hin (auf etwa 12 Fuss Höhe) fortgesetzt ist, am äusseren Ende ein 26er Kegelrad trägt und in ein zweites Kegelrad von 49 Zähnen greift, welches auf der Horizontalachse der oben erwähnten Kettenscheibe l o s e sitzt. Mit letzterem Rade ist durch eine Art loser Kuppelung wieder ein in Gestalt eines Kreissectors ausgeführter Fallhammer verbunden, der von einem Mitnehmer oder Daumen der Kettenscheibe bewegt wird.

Fig. 279.

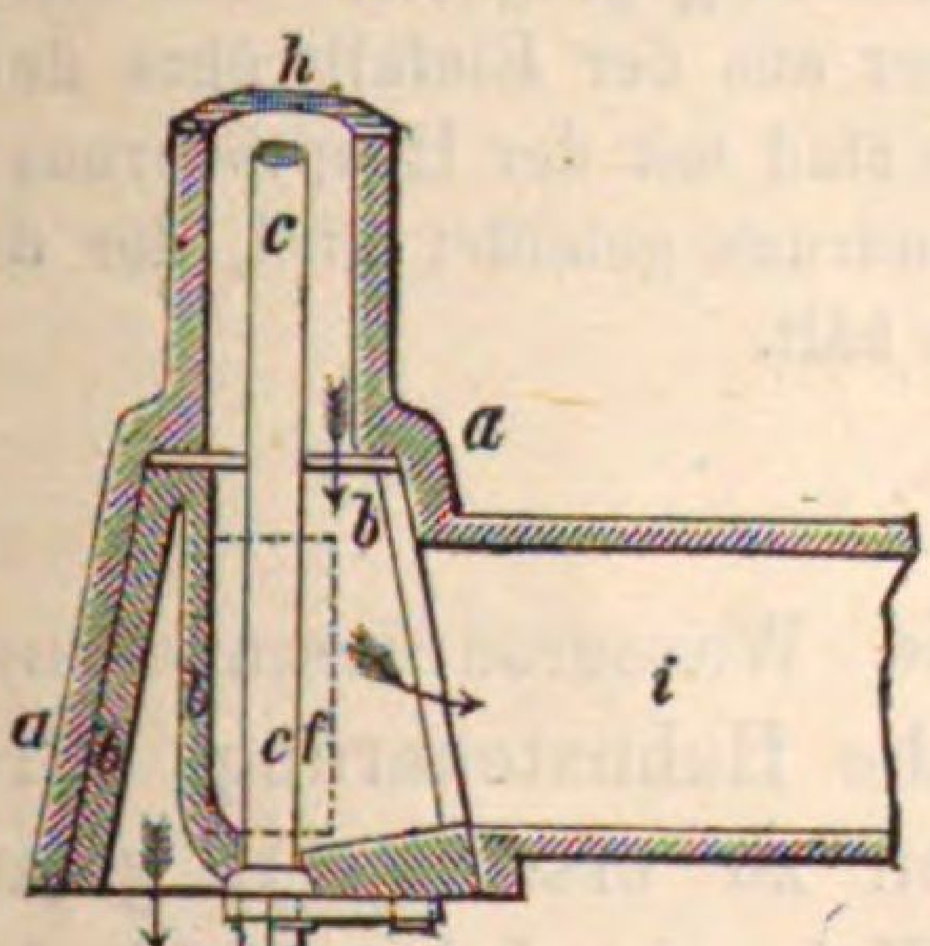
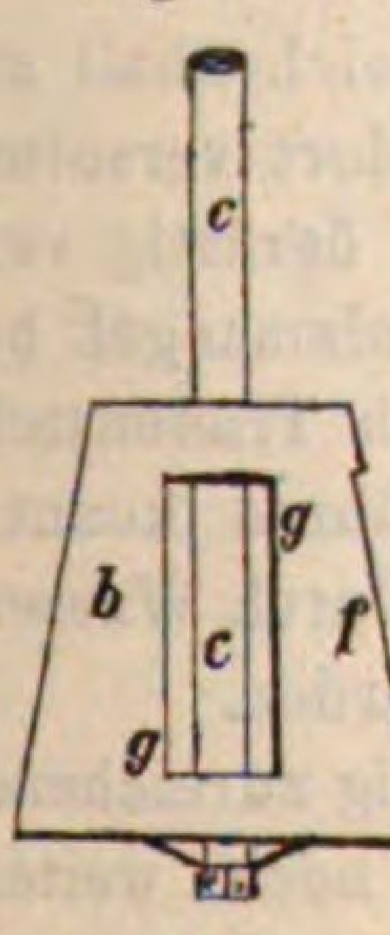


Fig. 279 zeigt den Verticaldurchschnitt des Steuerhahnes, aus dem Gehäuse *a* und dem Fig. 280 besonders gezeichneten Hahnkörper *b* bestehend (wobei *c* die Verticalwelle ist, worauf das 26er Rad steckt), während die Fig. 281 und 282 zwei Horizontaldurchschnitte durch die Mitte von Fig. 279 erkennen lassen, welche die beiden wesentlich verschiedenen Hahnstellungen darstellen, die hier erforderlich sind (hauptsächlich um die beiden Hähne der Kreuther Maschine durch einen einzigen zu ersetzen).

Fig. 280.



Das Aufschlagwasser tritt stets von oben durch die Röhre *h* des Gehäuses *a* ein, während das aus den Treibcylindern abfliessende Wasser immer am Boden oder an der grossen Kegelbasis seinen Ausgang findet. Von den beiden Röhren *i* und *k* führt jede nach einem der vorhandenen Treibcylinder, die wir der Kürze wegen zum Unterschiede mit denselben Buchstaben, beziehungsweise *i* und *k*, bezeichnen wollen.

Fig. 281.

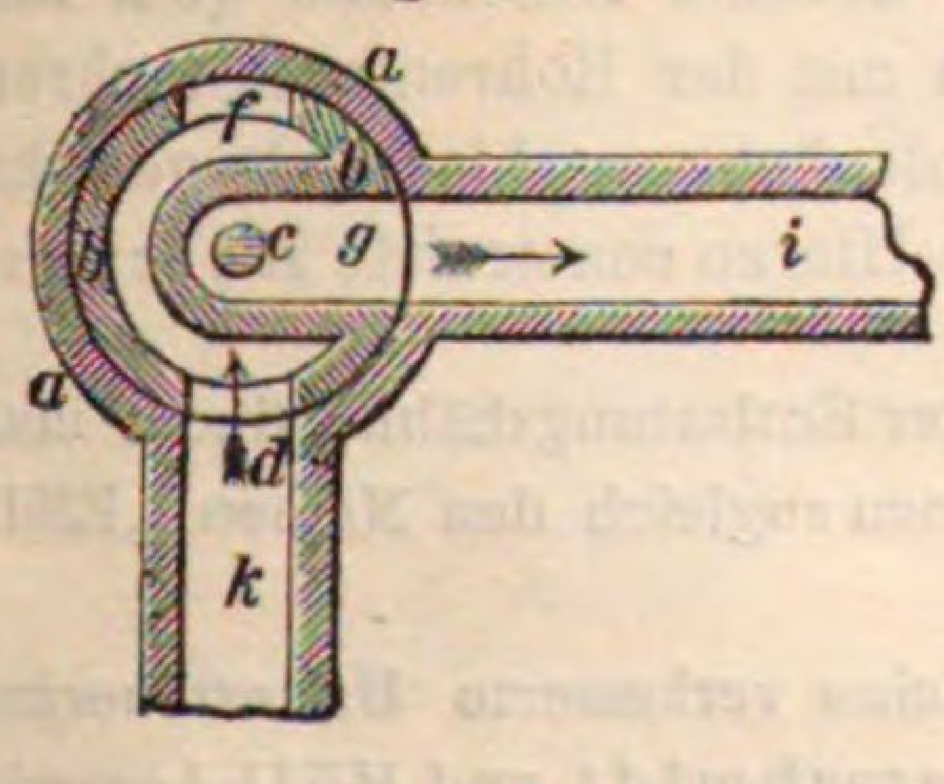
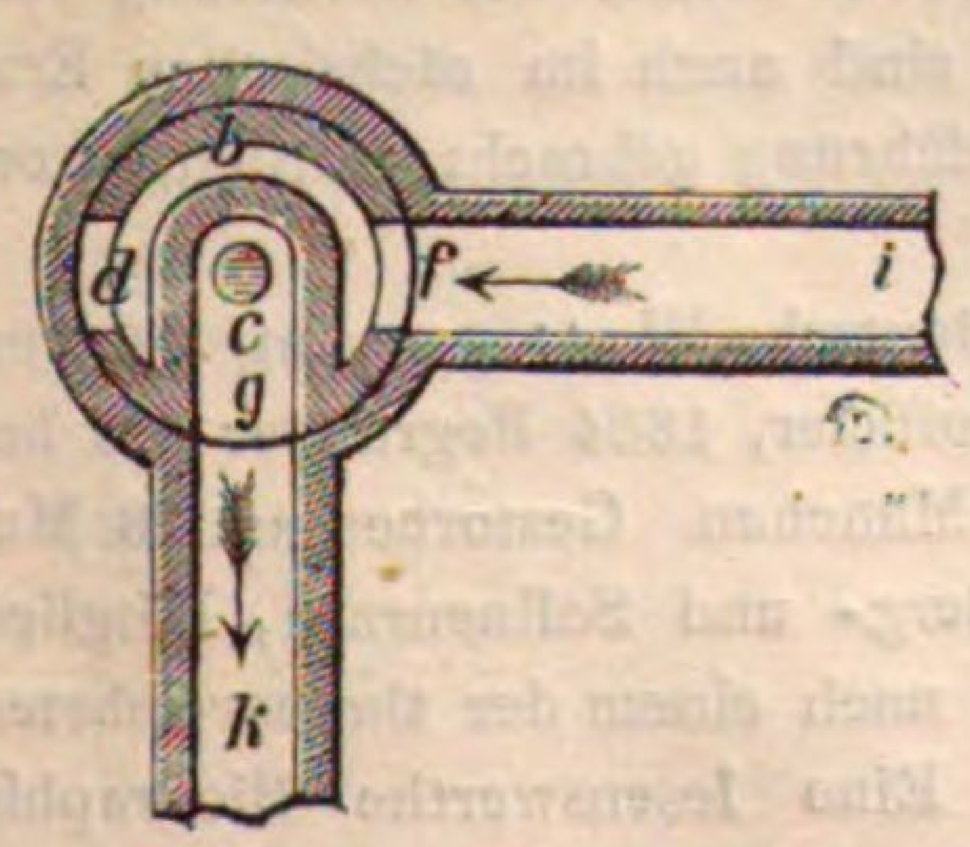


Fig. 281 lässt diejenige Hahnstellung erkennen, welche in Fig. 279 dargestellt ist, d. h. wo das Aufschlagwasser bei *h* eintritt, den hohlen Hahnkörper durchsinkt, um durch die rectanguläre Mantelöffnung *g* auszufliessen und in der Röhre *i* nach dem correspondirenden Treibcylinder zu gelangen. Während dieser Zeit geht das aus dem zweiten Treibcylinder *k* abfliessende Wasser durch die dritte Mantelöffnung *d* in den Hahnkörper und strömt an der breiten Basis desselben aus, was in Fig. 279 durch einen Pfeil entsprechend angedeutet ist. Die zweite Hahnstellung entspricht offenbar demjenigen Zustande, wo das Aufschlagwasser gegen den zweiten Treibkolben *k* wirkt und das Wasser, aus dem ersten Treibkolben in der Richtung *if* zurückfliessend, an der grossen Kegelbasis entweicht.

Fig. 282.



Bemerkt zu werden verdient ausserdem, dass der Steuerhahn *b* entlastet, d. h. so angeordnet ist, dass der Druck der Aufschlagwassersäule nichts zur Reibung desselben beizutragen vermag, was durch Aussparungen (Elidirungen) [1]) oder Ausschnitte erreicht ist, die im Hahngehäuse entgegengesetzt den Stellen angebracht sind, an welchen das Aufschlagwasser aus der Einfallsröhre durch den Hahn gebracht wird. Genannte Ausschnitte sind mit der Hauptbohrung in geeigneter Weise verbunden, wodurch ein Gegendruck gebildet wird, der dem Drucke in der Hauptbohrung das Gleichgewicht hält.

§. 84.

Aller Bemühungen ungeachtet, die Wassersäulenmachinen wesentlich zu verbessern, namentlich die Hahnsteuerung durch mechanisch vollkommenere Anordnungen zu ersetzen [2]), gelang dies doch erst in wahrhaft gründlicher Weise im Jahre 1808 dem bayerischen Salinenrathe v. Reichenbach [3]).

Bayern besass bereits lange Zeit in seinem Oberlande zu Reichenhall am Salzachflusse eine ergiebige siedewürdige Soolquelle, die auch dort versotten wurde, als die Auffindung einer neuen Edelquelle die Zuflüsse derartig vermehrte, dass mit dem Versieden der sämmtlichen Soole ein Holzmangel befürchtet und deshalb beschlossen wurde, eine Soolenleitung nach Trauenstein zu führen, wo das Traungebiet damals Holz in Ueberfluss gewähren konnte. Zum Forttreiben der Soole wandte man Pumpwerke an, welche durch Wasserräder getrieben und mit dem Namen Radkünste bezeichnet wurden.

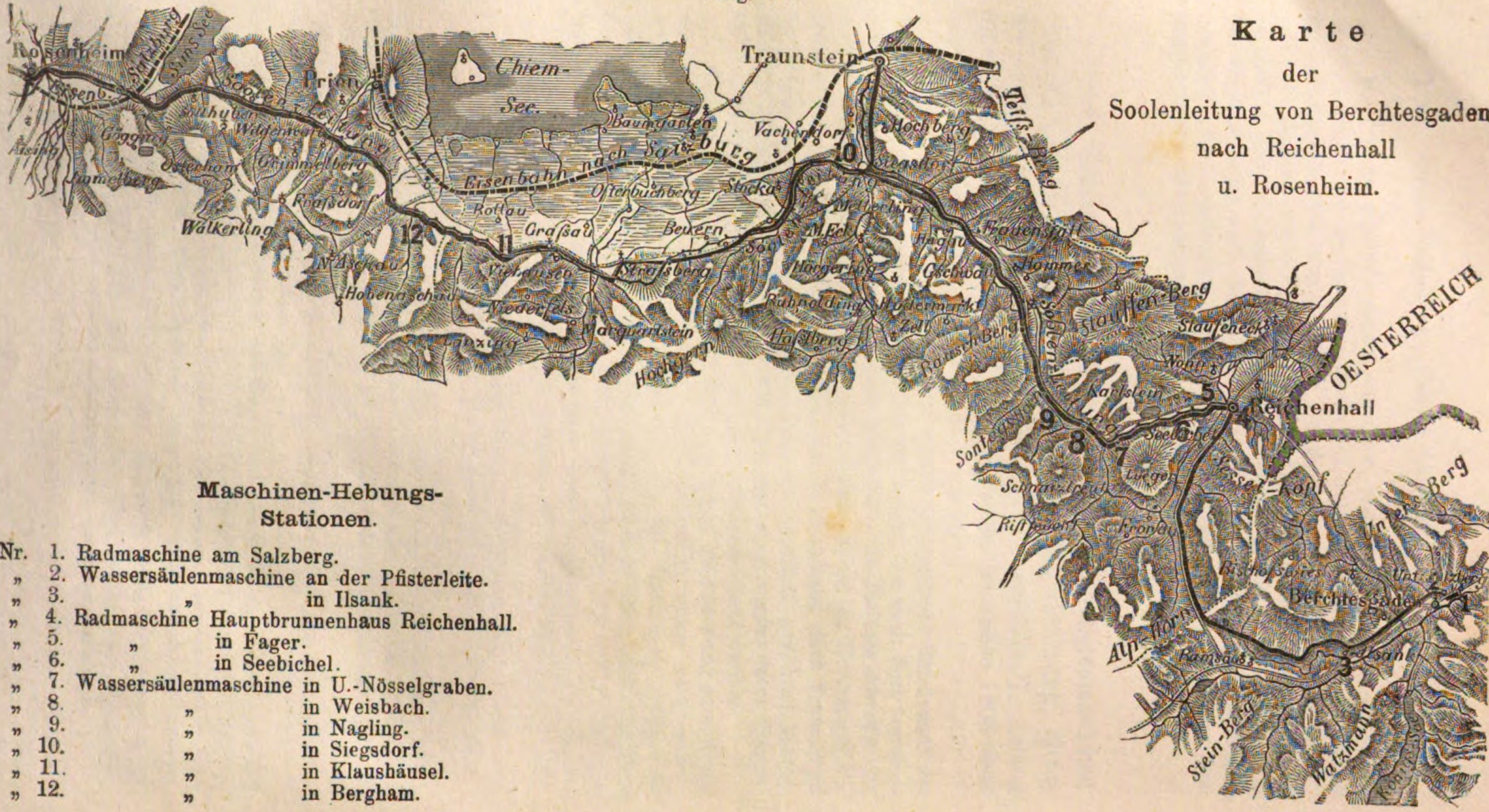
Aber auch diese Erweiterung zeigte sich später eben so wenig zureichend, wie der Holzvorrath, weshalb man 1809 die Soolenleitung noch weiter, bis in das Gebiet des Innflusses, fortsetzte, wo die Waldungen reiche und ausdauernde Hülfsmittel darboten. Man wählte deshalb Rosenheim (am Inn) zur Saline oder zum Siedewerke, wobei freilich mit der Röhrenfahrt mehrere Querthäler übersetzt und deshalb kräftigere Soolenhebemaschinen als gewöhnliche Radkünste in Anwendung kommen mussten. Hierzu construirte Reichen-

1) Abbildungen und Beschreibungen derartiger Entlastungshähne findet man u. a. bei Schitkow, a. a. O. S. 61 u. 98, der ihnen zugleich den Namen „Elidirungshähne" giebt.

2) Schon Bélidor, a. a. O. §. 1156, giebt eine verbesserte Hahnsteuerung (zur Denisard'schen Maschine) und von Winterschmidt und Höll bemerkt Busse (a. a. O. S. 5), dass jeder acht verschiedene Arten der Steuerung versucht habe. Recht gute Wassersäulenmaschinen sind auch im sächsischen Erzgebirge vom Maschinendirector Brendel in Ausführung gebracht worden, worüber bei Weisbach nachzulesen ist.

3) Georg v. Reichenbach, mit Recht der deutsche Watt genannt, geboren am 24. August 1772 zu Durlach; 1793 Artillerieofficier, 1804 Begründer des berühmten mathematisch-mechanischen Institutes zu München. Gestorben am 28. Mai 1826 in München als königl. bayerischer Ober-Berg- und Salinenrath, Mitglied der bayerischen Akademie der Wissenschaften etc., nach einem der thatenreichsten Leben im Gebiete der Optik und Mechanik. Eine lesenswerthe Biographie Reichenbach's findet sich im Brockhaus'schen Conversationslexikon.

Fig. 283.



Karte
der
Soolenleitung von Berchtesgaden
nach Reichenhall
u. Rosenheim.

Maschinen-Hebungs-
Stationen.

Nr. 1. Radmaschine am Salzberg.
„ 2. Wassersäulenmaschine an der Pfisterleite.
„ 3. „ in Ilsank.
„ 4. Radmaschine Hauptbrunnenhaus Reichenhall.
„ 5. „ in Fager.
„ 6. „ in Seebichel.
„ 7. Wassersäulenmaschine in U.-Nösselgraben.
„ 8. „ in Weisbach.
„ 9. „ in Nagling.
„ 10. „ in Siegsdorf.
„ 11. „ in Klaushäusel.
„ 12. „ in Bergham.

bach seine ersten Wassersäulenmaschinen, welche man in **Siegsdorf**, **Klausbäusel** und **Bergham** aufstellte, Orte, deren Lage nebst der gedachten Soolleitung auf nebenstehender Specialkarte durch die fetten Ziffern 10, 11 und 12 hervorgehoben sind.

Der glückliche Erfolg dieser neuen Anlage rief die Idee hervor, Reichenhall auch mit **Berchtesgaden** durch eine Soolleitung in Verbindung zu setzen, woselbst ein Bergbau auf Steinsalz und Gewinnung einer reichen (völlig gesättigten) [1]) Soole nebst einer Siedeanstalt seit ebenfalls langer Zeit im Betriebe war.

Unwiderstehliche Hindernisse schienen sich hier jedoch der Ausführung entgegenzustellen, indem die in ganz eigenthümlichen Zungen einspringende österreichische Grenze (man sehe die hierneben befindliche Karte) den geraden und kürzeren Weg von Berchtesgaden nach Reichenhall zu nehmen verhinderte und auf dem anderen Wege (wie die nachher ausgeführte Leitung auf der Karte angegeben ist) an einer einzigen Stelle (bei Illsank) ein Erdheben der Soole auf die senkrechte Höhe von mehr als tausend Fuss erforderlich wurde. Aber auch diese Aufgabe löste im Jahre 1817 **Reichenbach** unter Anwendung der vollendetsten Wassersäulenmaschinen eigener sinnreicher Construction, wozu er hohe Gefälle der Gebirgsgegend sich dienstbar zu machen verstand, freilich aber auch die Aufschlagwasser auf den meisten Punkten durch sehr lange und kostbare (Süsswasser-) Leitungen, theils in geschlossenen Röhren, theils in offenen, mit Bohlen bedeckten und in Moos gelegten Rinnen, herbeiführen musste.

Als Thatsache ist jedenfalls anzunehmen, dass der bayerische Staat die ihm so bedeutsame Salinenverbindung und die nicht weniger als 370 089 bayer. Fuss oder $12\frac{1}{2}$ deutsche Meilen [2]) lange Soolenleitung (Röhrenfahrt) von Berchtesgaden nach Rosenheim in einem solchen Zusammenhange heute nicht besitzen würde, wäre der Sache nicht der Erfindungsgeist und das mechanische Talent **Reichenbach's** zu Hülfe gekommen!

Wie unsere Röhrenfahrtkarte richtig angiebt, wird die Soole auf der ganzen Strecke von 8 Wassersäulenmaschinen und 8 Radkünsten 12 Mal, und zwar auf die Gesammthöhe von 3266 Fuss gefördert [3]).

1) Das specifische Gewicht der Soole betrug, als der Verfasser Berchtesgaden besuchte, 1,204.

2) Die ganze Länge der Soolleitung von Berchtesgaden bis Rosenheim **einschliesslich der Traunsteiner Abzweigung mit Einrechnung der Steigröhren** beträgt 414,872 Fuss, die Länge aller Süsswasser- (Aufschlagwasser-) Leitungen 121 848 Fuss (1 bayer. Fuss = 0,2918 Meter).

3) Maschinen befinden sich:

a) **Bezirk Berchtesgaden.**

1. Salzberg, Radmaschine von **Reichenbach**;
2. Pfisterleite, Wassersäulenmaschine von **Reichenbach**;
3. Illsank, desgl.

b) **Bezirk Reichenhall.**

4. Reichenhall (Hauptbrunnenhaus), Radmaschine des Herrn v. **Schenk**;
5. Fager, Radmaschine vom Kunstmeister **Reichenbach** jun.;
6. Seebichel, desgl.;
7. Unternösselgraben, Wassersäulenmaschine von **Reichenbach**;

Dabei lassen sich die sämmtlichen Wassersäulenmaschinen in doppelt- und einfachwirkende unterscheiden, indem bei den ersteren das Aufschlagwasser sowohl den Auf- als Niedergang des Kolbens bewirkt, bei letzteren aber nur den Niedergang veranlasst.

Die doppeltwirkenden Maschinen unterschied Reichenbach selbst in solche von der erstverbesserten und in solche von der zweitverbesserten Construction. Bei ersteren steht der Cylinder der Wassersäulenmaschine in der Mitte, und neben ihm auf beiden Seiten ein Wasserpumpencylinder, während man alle drei Kolbenstangen durch ein gemeinschaftliches Querhaupt mit einander verbunden hat. Von derartiger Anordnung waren die Maschinen zu Siegsdorf, Klaushäusel und Bergham. Bei den Maschinen der zweitverbesserten

8. Weisbach, Wassersäulenmaschine von Reichenbach;
9. Nagling, desgl.

c) Bezirk Traunstein.

10. Siegsdorf, Wassersäulenmaschine von Reichenbach.

d) Bezirk Rosenheim.

11. Klaushäusel, Wassersäulenmaschinen;
12. Bergham, desgl.

Mühlthal ist seit 1826 weggefallen. In Rosenheim besteht überdies eine Radmaschine, welche indessen die Soole nur aus den niederen Reserven in das Siedehaus schafft.

Die Kraft- und Lastverhältnisse der Maschinen ergeben sich aus nachstehender Uebersicht, die ich der Güte eines Freundes in Berchtesgaden verdanke:

Ort der Maschinen.	Gefällshöhen des süssen Aufschlagwassers bei den Wassersäulenmaschinen.	Aufschlagwassermengen pro Sec. bei den Wassersäulenmaschinen.	Förderhöhen der Soole vom Saugventil bis Einbruchrohrmitte.
	Fuss.	Cubikfuss.	Fuss.
1. Salzberg	—	—	48,150
2. Pfister	290,475	0,4	314,145
3. Illsank	372,635	1,0	1229,410
4. Reichenhall . . .	—	—	37,700
5. Fager	—	—	194,335
6. Seebichel	—	—	223,390
7. Unternösselgraben .	138,350	0,7	334,240
8. Weisbach	46,865	0,8	103,185
9. Nagling	103,140	1,0	327,290
10. Siegsdorf	42,640	0,6	141,905
11. Klaushäusel . . .	56,580	0,5	111,490
12. Bergham	65,670	0,6	200,805
			Summa: 3266,045

Construction ist nur eine Pumpe vorhanden, die ihren Platz unmittelbar unter dem Kraft- oder Treibcylinder, und zwar so findet, dass die Kolbenstange des letzteren vermittelst einer Stopfbüchse durch den Cylinderboden geht und mit dieser Stange unmittelbar der Kolben der vereinigten Saug- und Druckpumpe verbunden ist.

Einfachwirkende Maschinen waren nur die zu Pfisterleite und Illsank, welche letztere Maschine zugleich die meisterhafteste Vollendung im Ganzen wie im Einzelnen besitzt.

Sämmtliche Reichenbach'schen Wassersäulenmaschinen zeichnen sich aber besonders dadurch aus, dass:

1) die Hauptsteuerung nur aus Kolben, die Vorsteuerung (bei den älteren Maschinen) durch Hähne oder (wie bei den jüngeren Maschinen) ebenfalls durch Kolben bewirkt wird;
2) bei sämmtlichen Pumpwerken die Kraftübertragung direct, ohne Balancier oder Zwischenhebel, erfolgt; endlich
3) stets nur eine Pumpe, selbst zur Bewältigung der ausserordentlichen Höhe der Illsanker Drucksäule (356 Meter), in Anwendung gebracht wird.

Alles Specielle, was zur Aufklärung dieser allgemeinen Angaben dienen kann, ergiebt sich ohne Weiteres aus der Beschreibung der nachstehenden Figuren, wovon Fig. 284 eine der doppeltwirkenden Maschinen der sogenannten zweitverbesserten Construction im Verticaldurchschnitte, und zwar die zu Unternösselgraben, darstellt.

Dabei ist a das Einfallrohr des Aufschlagwassers, b der Treibcylinder, dessen Kolbenstange c derartig verlängert ist, dass an ihr, unterwärts bei h, der Pumpenkolben y, oben über g dagegen eine zur Einleitung der Vorsteuerung bestimmte Scheibe t unmittelbar befestigt werden konnte.

Die Hauptsteuerung besteht aus den drei Kolben α, β und γ, wovon sich der letztere in einem besonderen (engeren) Cylinder l bewegt, alle drei aber an derselben Kolbenstange i befestigt sind.

Die Vorsteuerung bildet ein sogenannter Vierweghahn, der von der Kreisscheibe t aus mit Hülfe der Krümmlinge u, der Steuerwelle v und der Hebel wy entsprechend gedreht wird. Endlich ist s das bei r in den Steuerkolbencylinder m mündende Abfallrohr für das gebrauchte Aufschlagwasser, was nach einem besonderen Behälter geleitet wird.

Bei der Stellung aller Theile wie Fig. 284 zeigt ist der Treibkolben im Aufgange begriffen, da durch den Kolben β dem Aufschlagwasser verwehrt ist, über den Treibkolben d zu treten, während das vom vorhergehenden Spiele über d angesammelte Wasser ungehindert in das Rohr m und bei r heraus in die Abfallröhre fliessen kann.

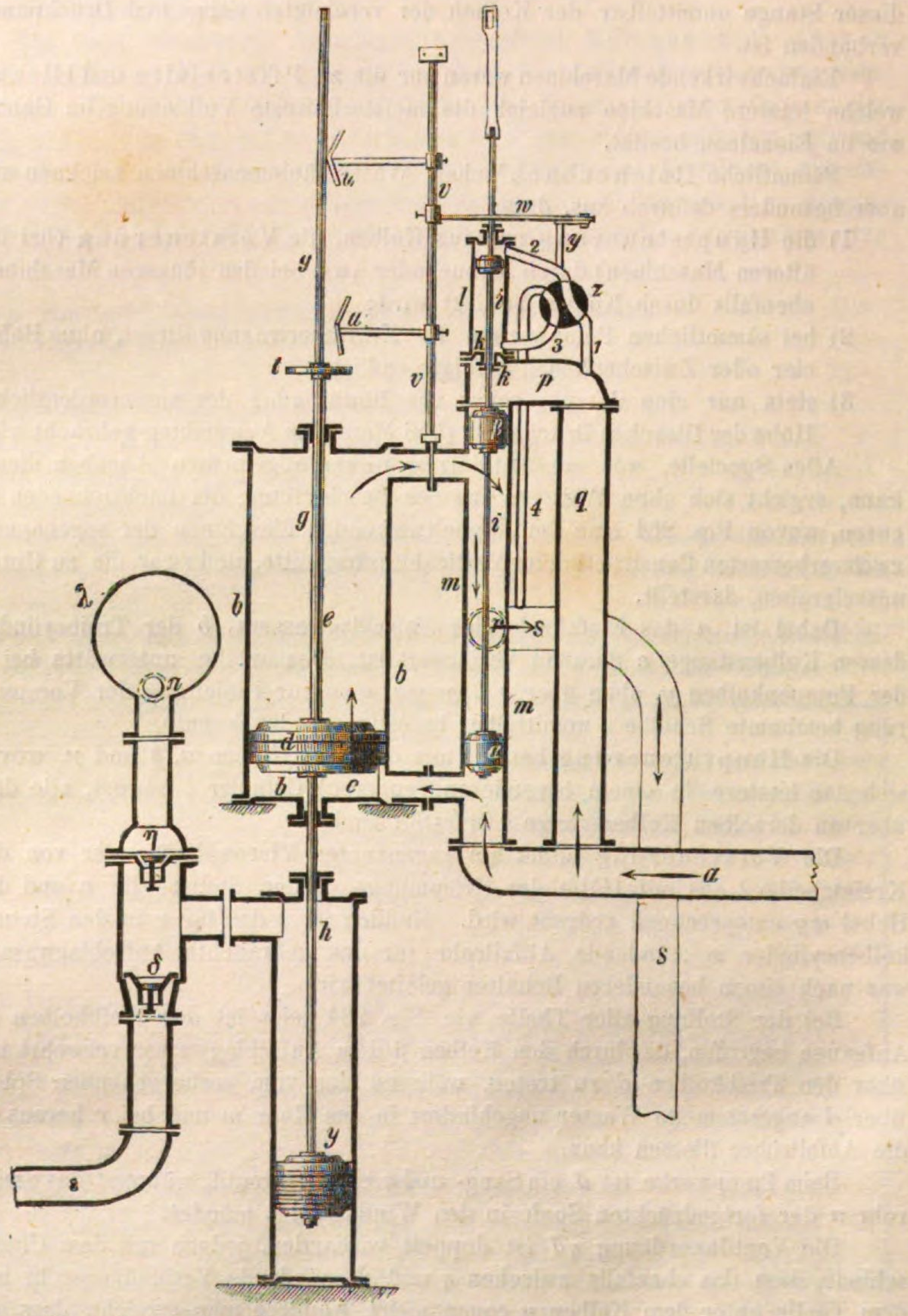
Beim Pumpwerke ist δ ein Saug- und η ein Steigventil, während das Steigrohr π der fortgedrückten Soole in den Windkessel λ mündet.

Die Ventilanordnung $\eta\delta$ ist doppelt vorhanden, jedoch mit dem Unterschiede, dass das ebenfalls zwischen η und δ mündende Verbindungsrohr mit dem Theile unter dem Kolben y communicirt, wodurch man erreicht, dass die einstieflige Pumpe doppeltwirkend wird, d. h. immer gleichzeitig Soole ausaugt und fortdrückt.

Bevor der Treibkolben d seinen höchsten Stand erreicht, hat der Steuerhahn z die in der Abbildung gezeichnete Stellung eingenommen, wobei das

Aufschlagwasser durch das dünne Rohr 1 in die eine Hahnbohrung dringen, im Rohre 2 weiter fliessen uud über den Kolben im kleinen Cylinder *l* treten

Fig. 284.



kann, während sich das Steuerwasser, das vom vorhergehenden Spiele im Cylinder *l* enthalten ist, auf dem Wege von 3 und durch die andere Hahnbohrung nach 4 in das Abfallrohr *s* ergiessen kann. Hierdurch erhält aber das Dreikolbensystem einen Ueberdruck nach unten, zufolge dessen dasselbe so weit

niedergeht, dass das Aufschlagwasser durch die Canäle *qp* über den Treibkolben *d* treten und diesen zur Abwärtsbewegung veranlassen kann, während der unterste Steuerkolben den Eintritt des Triebwassers verwehrt, ohne den Abfluss des unter *d* befindlichen Wassers von *c* nach *r* und *s* hin zu verhindern.

Der Aufgang des Drei-Steuerkolbensystems wird durch einen nach oben gerichteten Ueberdruck bewirkt, was sofort geschieht, wenn der Hahn *z* seine Stellung derartig geändert hat, dass 2 mit 4, dagegen 1 mit 3 communicirt, auf welchem letzteren Wege dann das Aufschlagwasser von unten in den kleinen Cylinder *l* tritt, während das gebrauchte Steuerwasser durch die Röhren 2 und 4 (dabei die betreffende Hahnbohrung passirend) nach dem Abfallrohre *s* fliesst.

Während einer Minute macht die Maschine $2^1/_2$ Kolbenspiele (Doppelhübe) mit etwa $3^1/_2$ Fuss Hublänge und fördert in dieser Zeit ungefähr 8 Cubikfuss Soole von 1,204 spec. Gewicht auf die Höhe von 346 Fuss[1]), wodurch sich der Wirkungsgrad der ganzen Maschinenverbindung zu 0,590, der der Wassersäulenmaschine allein aber (annähernd) zu 0,795 berechnet[2]).

Wir wenden uns nun zur Beschreibung der Wassersäulenmaschinen der letzteren Construction, welche, wie erwähnt, einfachwirkend sind, als deren Repräsentanten wir aber das Meisterstück aller Reichenbach'schen Wassersäulenmaschinen, nämlich die Maschine zu Illsank, wählen (Nr. 2 unserer Soolenleitungskarte), welche Fig. 285 im Verticaldurchschnitte skizzirt ist.

Der einfachwirkende, unten offene Kraft- oder Treibcylinder *bb*, dem das Aufschlagwasser durch das Rohr *a* zugeführt wird, ruht auf einem bronzenen Postamente von dorischen Säulen, die auf einer gusseisernen Lagerplatte aufgestellt sind. An die Stange *g* seines Kolbens *e* ist unten unmittelbar der Soolpumpenkolben *z* befestigt, wobei bemerkt werden muss, dass dieser Kolben beim Aufgange nur ein Ansaugen durch das Rohr μ auf eine geringe Höhe zu bewirken hat, oder mit anderen Worten, die Pumpe nur beim Niedergange der Soole auf die wiederholt erwähnte kolossale Höhe von 1229,4 Fuss drückt.

Bei dieser Maschine wird sowohl Haupt- als Vorsteuerung durch Kolben gebildet, und zwar die letztere durch die beiden kleinen Kolben *x* und *w*, deren entsprechende Verschiebung dadurch bewirkt wird, dass ihre gemeinsame Stange *r* am Ende *q* eines doppelarmigen Hebels angebracht ist, der seinen festen Drehpunkt in *n* hat, während am unteren Ende *p* desselben ein Bogenstück sitzt, welches von Knaggen *mm* am Rahmen *l* (an der Kolbenstange *g* befestigt)

1) Es sind dies Zahlenwerthe, die ich mir beim Besuche der Soolenleitung im Jahre 1834 sammelte. Damals wurde mir auch (anders wie in der Note S. 438) angegeben, dass die Kraftwassersäule 140 Fuss, die Lastsäulenhöhe (Salzsoole von 1,20 spec. Gew.) 346 Fuss, senkrecht gemessen, betrage und der Betrieb der Maschine etwa 40 Cubikfuss Aufschlagwasser erfordere, um in derselben Zeit eine Soolenmenge von ungefähr 8 Cubikfuss zu fördern.

2) Für den Wirkungsgrad $\mathfrak{g}_1$ der combinirten Maschinerie erhält man nämlich mit Zuziehung der Werthe in vorhergehender Note:

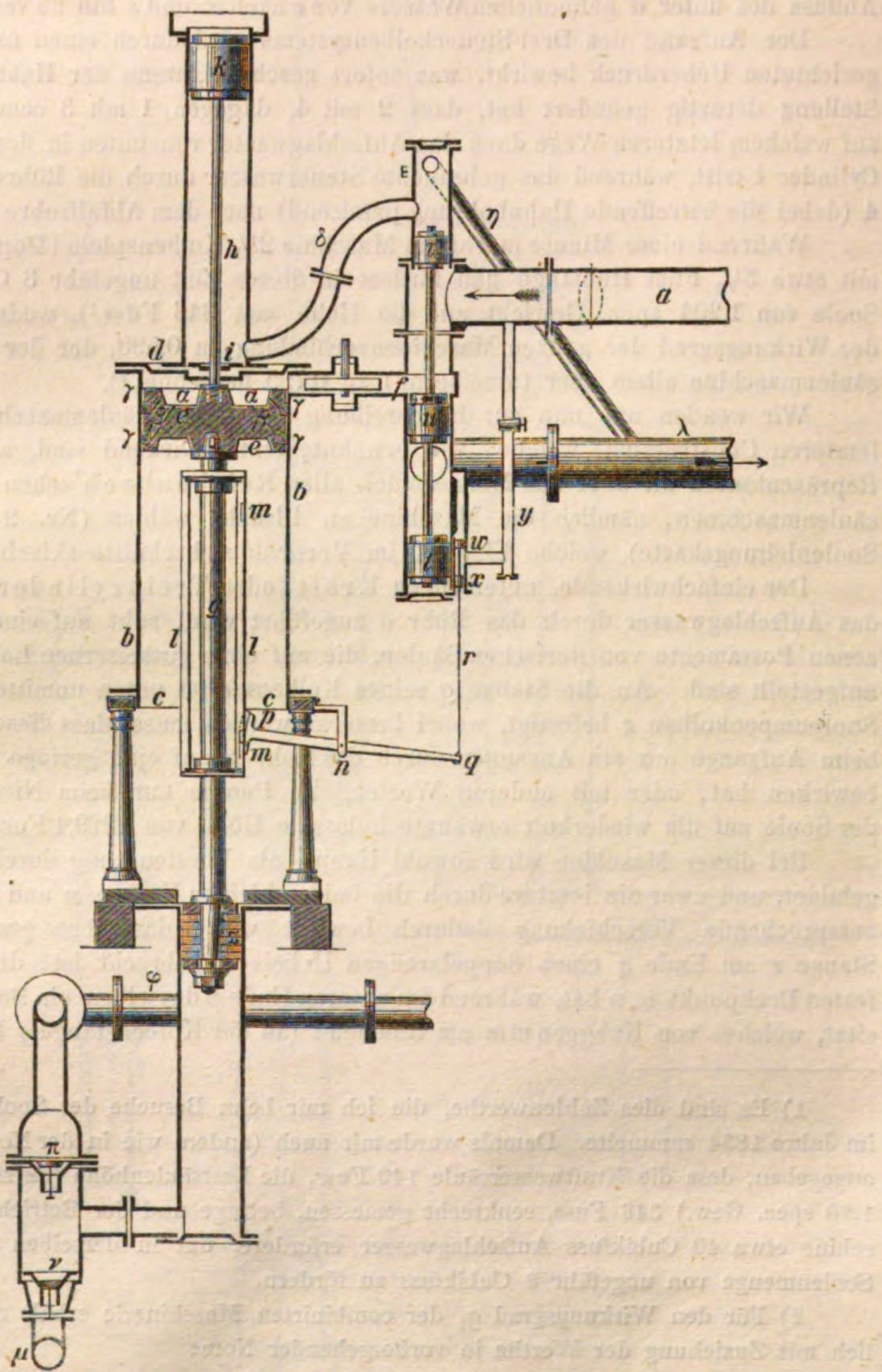
$$\mathfrak{g}_1 = \frac{346 \,.\, 8 \,.\, 1,2}{140 \,.\, 40} = 0,59,$$

wonach der Wirkungsgrad $= \mathfrak{g}$ der Wassersäulenmaschine annäherungsweise sich ergiebt zu:

$$\mathfrak{g} = {}^1/_2 (1 + \mathfrak{g}_1) = {}^1/_2 \,.\, 1,59 = 0,795.$$

beim Auf- oder Abgange des Treibkolbens getroffen wird und dadurch die erforderliche Verschiebung veranlasst.

Fig. 285.



Um das Dreikolbensystem *tuv* der Hauptsteuerung abwechselnd zum Auf- oder Niedergange zu veranlassen, ist nämlich bloss erforderlich, dem Aufschlagwasser zu gestatten, unter den Kolben *t* zu treten, oder dies Wasser davon abzusperren. Bei der gezeichneten Stellung der kleinen Kolben *xw* tritt zwar

das Aufschlagwasser durch das Röhrchen *y* unter *w* und über *x*, allein *w* versperrt demselben den Weg, auf welchem es unter den Kolben *t* der Hauptsteuerung gelangen könnte. Da nun von den beiden anderen Hauptsteuerkolben der mittlere *u* einen grösseren Durchmesser als der obere *v* hat, so erhellt leicht, dass das von *a* aus frei hinzutretende Aufschlagwasser einen Niedergang des Dreikolbensystems (*tuv*) veranlassen, d. h. solches in die skizzirte (Fig. 285) Stellung bringen musste, wo der Treibkolben *e*[1]) zum Niedergange gezwungen wird.

Hierbei entweicht zugleich durch die Röhren δ und η das Wasser, welches beim vorherigen Spiele in den sogenannten Aufziehcylinder *h* getreten war und sich nun in dem allgemeinen Ausgussrohre λ zum Abfall in's Freie entfernt.

Hat der Treibkolben seinen Niedergang vollendet, so ist zufolge des bereits beschriebenen Vorganges der kleine Kolben *w* so hoch gestiegen, dass das Aufschlagwasser unter *t* treten und das Aufwärtsgehen des Dreikolbensystems bewirken kann.

Hierdurch wird der mittlere Kolben *u* veranlasst, seine Stellung im kurzen Rohrstücke zwischen *a* und *f* zu nehmen, während *v* gleichzeitig in die Gegend von ε, also über das obere Ende der Röhre δ, gebracht wird, endlich der untere Kolben noch etwas tiefer zu stehen kommt, als die Mündungsstelle des Hinterwasserrohres λ.

Dadurch ist dem Aufschlagwasser der Eintritt in den Aufzugscylinder *h* gestattet, während gleichzeitig das über dem Treibkolben *e* befindliche Wasser durch *f* nach λ hin abfliessen kann. Dass dabei der Treibkolben wieder zum Aufsteigen und der Pumpenkolben *z* zum Aufsaugen der Soole durch das Ventil ν veranlasst wird, versteht sich wohl von selbst. Erwähnt zu werden verdient vielleicht noch, dass im Communicationsrohre *f* des Treibcylinders, sowie am Ende der Einfallröhre (punktirt angedeutet) drehbare Sperrscheiben angebracht sind, um die Geschwindigkeit der Maschine nach Belieben reguliren zu können.

Diese musterhafte Maschine fördert mit einem Drucke, in einer ununterbrochenen, 3506 Fuss langen Steigröhre, die ihr im Thalgrunde zugeleitete Soole den Berg hinan auf die bereits angegebene senkrechte Lasthöhe von 1229,41 Fuss[2]). Dem ganzen Systeme entspricht der Wirkungsgrad 0,658, der Wassersäulenmaschine allein aber annäherungsweise der Wirkungsgrad 0,829[3]).

1) Aufmerksam möchten wir dabei auf die sinnreiche Liderung des Kolbens *e* machen, welche aus schmalen, in Nuthen liegenden Lederstreifchen γ gebildet ist, die das (durch Canäle $\alpha\beta$) hinter sie geleitete Aufschlagwasser gegen die platten Wände des Treibcylinders *b* presst.

2) 1 bayer. Fuss = 0,29186 Meter.

3) Hier bin ich meinen eigenen Notizen vom Jahre 1834 gefolgt, wo mir die Aufschlagwassersäule zu 374 Fuss, die Süsswassermenge pro Minute zu 38,21 Cubikfuss, die senkrechte Höhe der zu fördernden Soole zu 1218 Fuss und die Süsswassermenge pro Minute zu 6,42 Cubikfuss angegeben wurde, wonach sich berechnet: $\mathfrak{g}_1 = \frac{6,42 \,.\, 1,204 \,.\, 1218}{38,21 \,.\, 374} = 0,658$ für das ganze System, also approximativ für die Wassersäulenmaschine allein:

$$\mathfrak{g} = \tfrac{1}{2}(1 + \mathfrak{g}_1) = \mathfrak{g} = \tfrac{1}{2} \,.\, 1,658 = 0,829.$$

Zu den Maschinen der Reichenbach'schen Periode sind auch die des hannoverschen Harzes, welche der Maschinendirector Jordan ausführte, und die zu Huelgoat in der Bretagne von Junker zu rechnen, da beide unter dem directen Einflusse Reichenbach's entstanden. Jordan's besonderes Verdienst hierbei besteht darin, das Gestängegewicht nicht durch einen Balancier mit Gegengewichten, sondern durch den Wasserdruck in der Weise ausgeglichen zu haben, dass das niedergehende Gestänge eine besondere Wassersäule (Hinterwassersäule) überwältigen musste, welche die Acceleration der Bewegung hinreichend verhinderte. Junker adoptirte ebenfalls diese Jordansche Idee, ohne jedoch den Namen des deutschen Mannes in der Beschreibung seiner Maschine (Ann. des mines, Ser. III, Tom. VIII, 1835) auch nur zu erwähnen!

Jordan hatte bei seiner ersten Clausthaler Silbersegen-Richtschacht-Maschine (Karsten's Archiv, Bd. 10, 1837, S. 263), ähnlich wie zuerst Reichenbach, zur Vorsteuerung einen entsprechend gebohrten Hahn in Anwendung gebracht, denselben jedoch bei der späteren (Lautenthaler) Maschine [1]) ebenfalls durch ein System kleiner Kolben ersetzt.

Fig. 286 zeigt letztere Maschine im Verticaldurchschnitte, und zwar für diejenige Stellung aller betreffenden Theile, wo der Treibkolben seinen Niedergang beginnt.

Das Betriebs- oder Kraftwasser tritt im Rohre a ein und gelangt, wenn der mittlere Kolben β des Dreikolbensystems $\alpha\beta\gamma$ gehörig tief herabgegangen ist, durch das Hals- oder Communicationsrohr f unter den Treibkolben e und veranlasst dessen Aufsteigen. In der entgegengesetzten Stellung des Dreikolbensystems, welche die unserer Abbildung ist, tritt das verbrauchte Kraftwasser nach verrichtetem Drucke im Halsrohre f zurück und gelangt durch das Hinterwassersäulenrohr z zum Austritte.

Hat der Treibkolben beinahe seine tiefste Stelle erreicht, so trifft eine Knagge am Rahmen i der Kolbenstangenfortsetzung hk einen Hebel l, der mittelst Zahnbogen m die Bewegung auf die Stange p überträgt, an welcher die drei Kolben $\delta\varepsilon\eta$ [2]) der Vorsteuerung festsitzen und wodurch der Niedergang derselben so weit veranlasst wird, dass der mittlere Kolben δ den Weg 1,2 derartig verschliesst, dass die Communication von λ mit dem Raume $2a$ aufgehoben wird, oder mit anderen Worten, der Eintritt des Aufschlagwassers unter den (untersten) Hauptsteuerkolben a wegfällt. Hierdurch hört aber der bisherige Ueberdruck nach oben auf, der Druck auf den Kolben β (dessen

1) Jugler (Oberbergrath in Hannover), Die Wassersäulenmaschine zu Lautenthal a. H. in der Grube „Güte des Herrn". Notizblatt des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 3, Jahrg. 1853 bis 1854, S. 14.

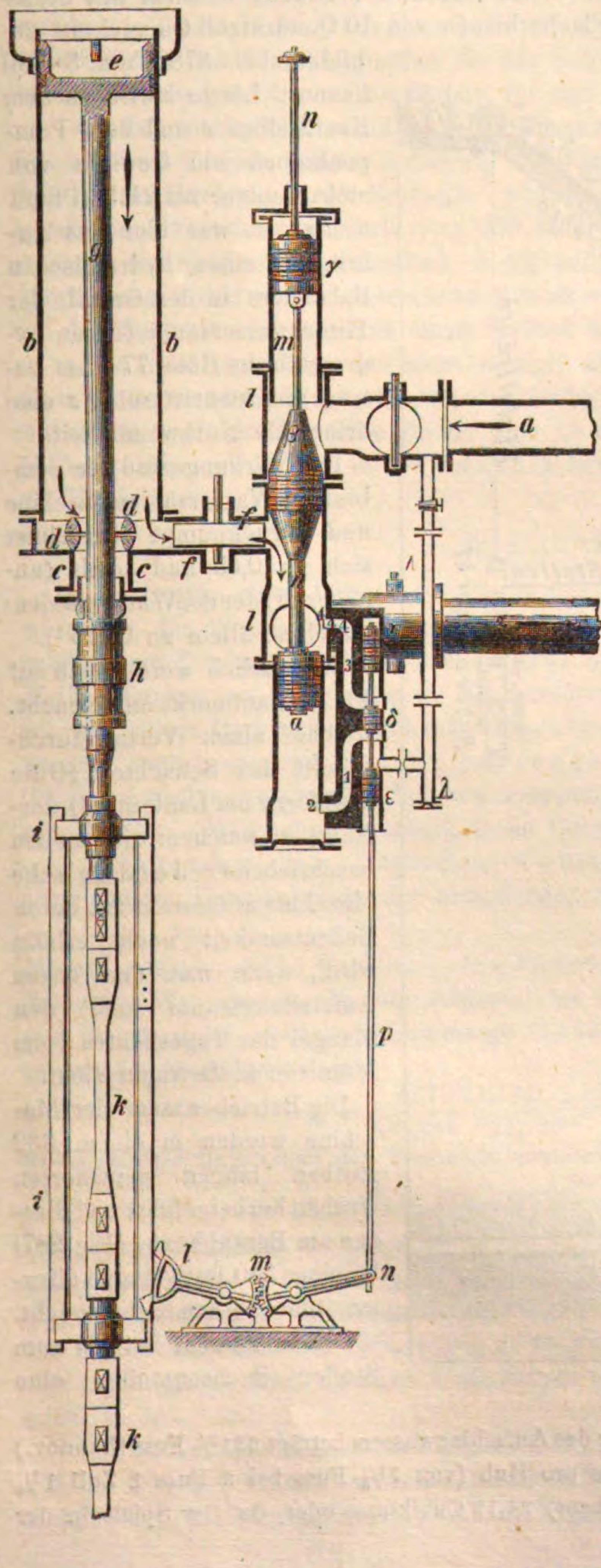
2) Die Durchmesser in hannoverschen Maassen (wo 1 Fuss = 0,292 Meter, 1 Zoll = $24\frac{1}{3}$ Millimeter ist) dieser Kolben sind folgende:

der mittlere (Wechsel-) Kolben δ . . . 10 Zoll $\frac{7}{8}$ Linien,
der obere (Gegen-) Kolben η 7 „ $6\frac{1}{4}$ „
der untere Kolben ε 8 „ $5\frac{1}{4}$ „

Die Verschiedenheit der Durchmesser hat ihren Grund in der geforderten Selbstthätigkeit der Steuerung.

Durchmesser grösser ist als der von γ) gewinnt das Uebergewicht und veranlasst den Niedergang des Dreikolbensystems. Hierdurch wird das Aufschlagwasser

Fig. 286.



wieder durch das Halsrohr *f* unter den Treibkolben *e* geführt und dieser zum Aufsteigen gezwungen, während das in dem Raume *a* 2 befindliche Steuerwasser auf dem Wege 2, 1, 3 und 4 über den Kolben *a* gelangt und in die Hinterwasserröhre *z* treten kann, wozu man sich das Kölbchen δ nur so weit herabgezogen zu denken hat, dass der Weg 2, 1, 3 und 4 offen wird, ohne dabei andererseits dem Aufschlagwasser aus λ den Eintritt in die gedachten Canäle zu gestatten.

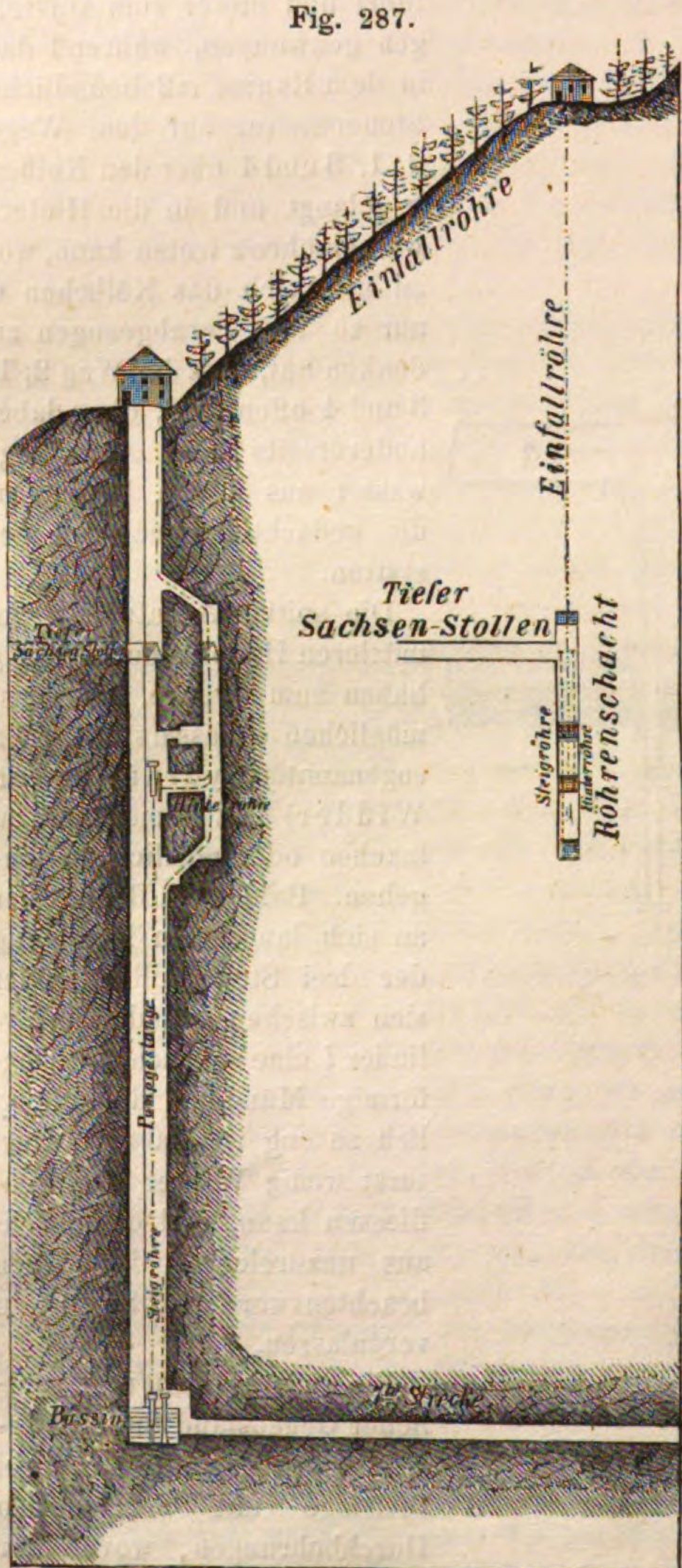
Die spitzen Ansatzkegel am mittleren Hauptsteuerkolben β haben zum Zwecke, den sonst möglichen Wasserstoss (den sogenannten hydraulischen Widder) fast unmerklich zu machen oder gänzlich zu umgehen. Bald nach Beginn der an sich langsamen Bewegung der drei Steuerkolben bildet sich zwischen *a* und *f* im Cylinder *l* eine sehr schmale ringförmige Mündung, die anfänglich so eng ist, dass nur äusserst wenig Wasser hindurchfliessen kann, und die durchaus unzureichend ist, einen beachtenswerthen Stoss zu veranlassen.

Ein anderer nicht unwesentlicher Gegenstand dieser Jordan'schen Maschine sind zwei Bleiringe mit horizontalen Durchbohrungen, wovon der eine *d* die Kolbenstange im Cylinder, der andere ausserhalb desselben (unter der Stopfbüchse *c* angedeutet) umgiebt, welche dazu bestimmt

sind, etwa vorkommende Sc hläge ohne starke Erschütterungen aufnehmen zu können.

Da das Schachtgestänge *k* dieser Maschine (beiläufig bemerkt aus beziehungsweise 5 und 6 eisernen Flachschienen von 10 Quadratzoll Querschnitt gebildet) bei 378 Fuss 3 Zoll hannov. Länge zwischen dem Kraftkolben *e* und dem Pumpenkolben ein Gewicht von nicht weniger als 21138 Pfund besitzt, so war hier das Anbringen eines hydraulischen Balanciers in der Gestalt der Hinterwassersäule (deren hydrostatische Höhe 77 Fuss beträgt) im Austrittsrohre *z* eine dringende Nothwendigkeit.

Fig. 287.



Der Wirkungsgrad der combinirten Wassersäulenmaschine und Druckpumpe berechnet sich zu 0,65 und somit (annähernd) der der Wassersäulenmaschine allein zu 0,825 [1]).

Schliesslich werde noch auf Fig. 287 aufmerksam gemacht, welche einen Verticaldurchschnitt des Schachtes (Güte des Herrn bei Lautenthal) darstellt, in welchem die soeben beschriebene Jordan'sche Maschine aufgestellt ist, deren Bedeutsamkeit noch erhöht wird, wenn man den engen Aufstellungsraum und den Mangel des Tageslichtes beim Montiren in Betracht zieht.

Die Betriebswasser der Maschine werden in einem 332 Ruthen langen gemauerten Graben herbeigeführt und fliessen am Bergabhange (Fig. 287) in einer 340 Fuss langen eisernen Röhre in den Richtschacht.

Dieser Schacht hat bis zum Stollen (Sachsenstollen) eine

1) Die wirksame Druckhöhe des Aufschlagwassers beträgt 331$^2/_3$ Fuss (hannov.) und das Quantum dieses Wassers pro Hub (von 7$^1/_3$ Fuss bei 2 Fuss 1 Zoll 1$^1/_4$ Linien Durchmesser des Treibkolbens) 24,19 Cubikfuss, oder, da vier Spiele in der

Tiefe von 159 Fuss und von da bis auf die sogenannte 7. oder Hauptwasserstrecke von $463^1/_2$ Fuss, besitzt also eine Gesammttiefe von $622^1/_2$ Fuss.

Um die erwähnte Hinterwassersäule (von 77 Fuss Höhe) zu gewinnen, wurde der Treibcylinder $73^1/_3$ Fuss [1]) tiefer aufgestellt, als die Höhe des Gefälles ($331^2/_3$ Fuss) vom Einschlagpunkte bis zur Sohle des tiefen Sachsenstollens ist, so dass die hydrostatische Druckhöhe für den Treibkolben 405 Fuss beträgt.

Zu den vorzüglichsten und schönsten Wassersäulenmaschinen der Reichenbach'schen Periode gehört unstreitig noch die bereits oben erwähnte von Junker zu Huelgoat in der Bretagne. Abgesehen davon, dass sie die Grubenwasser in einer directen Säule von 230 Meter (787,5 Fuss hannov.) fördert, zeichnet sie sich noch vortheilhaft durch vollendete Construction, sinnreiche Einrichtung, sowie durch wesentliche Verbesserungen der Steuerung aus, wobei die Vorsteuerung ebenfalls durch Kolben bewirkt wird.

Das Schachtgestänge von nicht weniger als 16000 Kilogr. Gewicht machte eine Hinterwassersäule von 14 Meter erforderlich. (Schöne und vollständige Abbildungen dieser Maschine finden sich in den Ann. des mines, Tom. VIII, 1835, P. 135, und hieraus in Weisbach's Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, S. 731 u. 732, 4. Aufl.) [2]).

§. 85.

Als Beginn einer dritten, zur Gegenwart reichenden Periode in der Entwickelung der Wassersäulenmaschine kann der Anfang der vierziger Jahre bezeichnet werden, wo die Engländer Taylor und Darlington u. a. auf den Bleibergwerken zu Allenheads in Northumberland und auf der Alportgrube bei Bakewell in Derbyshire Wassersäulenmaschinen zur Bewältigung von Grubenwassern errichteten mit Ventilsteuerungen, sehr weiten Einfallröhren für das Aufschlagwasser und Kolbengeschwindigkeiten bis zu 140 Fuss ($42^m,7$) pro Minute. (Man sehe die tabellarische Uebersicht zu §. 86) [3]).

Leider haben diese (englischen) Ventilsteuerungen den Nachtheil einer grossen Complicirtheit der betreffenden Mechanismen, was ihre Anwen-

Minute erfolgen: 96,76 Cubikfuss. Die Förderhöhe des Grubenwassers von der Sohle der Wasserstrecke bis zum Abgussniveau auf dem Stollen beträgt 467 Fuss und die pro Spiel gehobene Wassermenge 11,194; daher der Wirkungsgrad $\mathfrak{g}_1$ der gesammten Maschinenanlage:

$$\mathfrak{g}_1 = \frac{467 \,.\, 11,194}{331,666 \,.\, 24,190} = 0,650,$$

sowie (annäherungsweise) der Wassersäulenmaschine allein:

$$\mathfrak{g} = {}^1/_2\,(1 + \mathfrak{g}_1) = \frac{1,650}{2} = 0,825.$$

Weitere Angaben über die sämmtlichen Jordan'schen Wassersäulenmaschinen finden sich in der Tabelle zu §. 86, S. 454.

1) Da die Höhe des Ausgussrohres $3^2/_3$ Fuss ist, so ergiebt sich die Höhe der Hinterwassersäule von $73^1/_3 + 3^2/_3 = 77$ Fuss, wie oben angegeben.

2) Angaben über Junker's Maschinen finden sich in der Tabelle zu §. 86, S. 454.

3) Abbildungen dieser später (1852) ausser Betrieb gesetzten Maschine finden sich bei Glynn, P. 104, sowie Althans in seiner oben citirten vortrefflichen Abhandlung, S. 12 (nach Phillips & Darlington), die Skizzen und eine ziemlich

dung in den Gruben, namentlich in feuchten Schächten sehr bedenklich macht. Ueberdies sind sie aber noch darin als unvollkommen zu bezeichnen, dass ein gewisser Wasserverlust nicht zu vermeiden ist, weil sich das eine Ventil schon öffnet, ehe sich das andere schliesst.

So weit die Erfahrungen des Verfassers reichen, hat man bei neueren Wassersäulenmaschinen diese Ventilsteuerungen entweder gar nicht mehr in Anwendung gebracht, oder, wie Bornemann (a. a. O. S. 107 bei der gekuppelten Wassersäulenmaschine auf der Grube Segen Gottes Erbstollen bei Rosswein) die Ventile mit kolbenartigen Ansätzen versehen etc.

Eine vielseitigere und zum Theil ganz neue Verwendung verstand von 1846 ab Armstrong (jetzt Sir William Armstrong, seit der Erfindung der nach ihm benannten Kanone) der Wassersäulenmaschine, oder wie er sie nannte, Wasserdruckmaschine zu geben, indem er sie zuerst direct unter Benutzung natürlicher Wassergefälle zur Grubenförderung, zum Pochwerkbetriebe[1]), zur Erzeugung rotirender Bewegungen, zu Göpelbetrieben (bei Kolbengeschwindigkeiten von 180 bis 200 Fuss pro Minute) und in Newcastle sogar zum Betriebe einer Buchdruckmaschine benutzte, später aber indirect verwandte, indem er sie zum secundären Motor machte und durch Erfindung eines sogenannten Accumulators[2]) künstliche Druckwassersäulen erzeugte und ihre Benutzung derartig zur Bewegung von Krahnen, Hebwerken, Schleusenthoren etc. erweiterte, dass die Grenzen ihrer Verwendung noch gar nicht zu ermessen sind[3]).

vollständige Beschreibung der Ventilsteuerung liefert. Schöne Abbildungen einer Wassersäulenmaschine mit Ventilsteuerung (von der Grube Hale in Cornwall) enthält Weisbach's Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, §. 310, 4. Aufl.

1) Auf dem Continente zur Bewegung von Pochwerken bereits früher (1832). Schitkow in Schemnitz in seinem Werke: Die Wassersäulenmaschine, S. 134.

2) Accumulatoren nennt Armstrong Apparate, welche bestimmt sind, das für seine Wassersäulenmaschinen erforderliche Wasser unter einem starken Drucke sammeln und gleichsam für besondere (unterbrochene) Arbeiten vorräthig halten zu können. Man kann die Accumulatoren als Anordnungen bezeichnen, welche bestimmt sind, überall da künstliche Wassergefälle zu schaffen, wo natürliche Gefälle nicht vorhanden sind. Wassersäulenmaschinen mit derartigen künstlichen Gefällen könnte man zum Unterschiede „Wasserdruckmaschinen" nennen. Gewöhnlich besteht ein solcher Accumulator aus einem senkrecht stehenden Cylinder, in welchen ein mit mächtigen Gewichten belasteter Kolben (dicht, wie bei einer Pumpe) taucht. In der Regel ist das auf den Kolben wirkende Gewicht so gross, dass der auf das Wasser ausgeübte Druck etwa 600 Pfd. pro Quadratzoll (engl. Maass und Gewicht) beträgt, also einer Wassersäule von mehr als 1500 Fuss Höhe entspricht. Zum Füllen dieses Kraftmagazines benutzt man gewöhnlich Dampfmaschinen, welche Druckwasser in den Cylinder des Accumulators pumpen und dessen Kolben nebst angehangenen Gewichten in die Höhe treiben. Specielles über Accumulatoren (mit einer Abbildung begleitet) findet sich in Bd. 4, S. 355 der Allgem. Maschinenlehre, im vierten Capitel unter der Rubrik „Maschinen zum Heben und Senken fester Körper."

3) Armstrong's Anwendung des Wasserdrucks als bewegende Kraft, insbesondere für Aufzugsmaschinen. Dingler's Polytechnisches Journal, Jahrg. 1859,

Als Steuerungsmittel seiner Wassersäulenmaschinen (oder Wasserdruckmaschinen) wendet Armstrong je nach Umständen Ventile oder Schieber, oder beide in Verbindung an, wobei er überdies durch sogenannte Entlastungsklappen (relief-clacks) alle möglichen Stösse und Erschütterungen zu vermeiden versteht. (Man sehe hierüber Bd. IV, S. 358 dieses Werkes).

Erscheinen auch den grossartigen Ausführungen Armstrong's gegenüber die bis jetzt noch vereinzelten Anwendungen der Wassersäulentriebwerke für allgemeinere Zwecke in Deutschland ziemlich unbedeutend, so verdienen sie doch immerhin Erwähnung. In dieser Beziehung ist der vom sächsischen Kunstmeister Bornemann bei Daniel Fundgrube im Schneeberger Bergreviere ausgeführte Wassersäulengöpel[1]) zu erwähnen, sowie dessen Wassersäulenmaschine mit Ventilsteuerung[2]), zur Wasserhebung (mittelst Saug- und Drucksätzen) für die Grube Wolfgang Maassen bei Schneeberg. Ferner die ganz einer Dampfmaschine mit rotirender Schwungradwelle und entlasteter Schiebersteuerung nachgebildete Einrichtung einer Wassersäulenmaschine zum Pochwerksbetriebe zu Holzappel vom Maschinendirector Horstmann in Darmstadt[3]).

Eine beachtenswerthe Erweiterung der Verwendung von Wassersäulenmaschinen zu Bergbauzwecken[4]) ist die von Althans angebahnte Nutzbarmachung niedriger Gefälle, für welche man sonst nur verticale Wasserräder construirte. Drei von Althans für derartige Verhältnisse ausgeführte Ma-

Bd. 151, S. 169. Aus dem Mechanics magazine, April 1859, nach einem Vortrage Armstrong's in der Institution of mechanical engineers, dessen Inhalt geschichtlich und technisch von grossem Interesse ist. Ausführlich hierüber wird auch Bd. IV, S. 356 ff. der Allgem. Maschinenlehre gehandelt.

1) Freiberger Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann auf das Jahr 1856, S. 184, und Civil-Ingenieur, Bd. 2, 1854, S. 138.

2) Civil-Ingenieur, Bd. 2, S. 50.

3) Althans' wiederholt angeführte Abhandlung, S. 34, wo sich auch auf Taf. IV eine Abbildung der Horstmann'schen Krummzapfenmaschine befindet.

Aufmerksam machen möchten wir endlich noch auf die bei der Harburger steuerfreien Niederlage vom Obermaschinenmeister Welkner in Göttingen vortrefflich ausgeführten hydraulischen Krahne und Aufzüge, worüber der Constructeur selbst berichtet in der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 6, 1860, S. 443. Auch Bd. 4, S. 466 der Allgemeinen Maschinenlehre.

Eine (von Hellvig in Schemnitz) zu Kurbelbewegungen projectirte Wassersäulenmaschine findet sich auch beschrieben und abgebildet in Rittinger's Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinenbau, Jahrg. 1854, S. 1.

4) Für industriell-gewerbliche Zwecke kommt (fast ohne Ausnahme) die Wassersäulenmaschine in ihrer ersten Anlage zu theuer, nämlich pro Pferdekraft (je nach den Verhältnissen) 400 bis über 1000 Thaler (nach der Tabelle zu §. 86, S. 454), während das theuerste eiserne oberschlägige Wasserrad noch nicht 150 Thaler pro Pferdekraft zu stehen kommt, die (für Bergwerkszwecke allerdings nicht sehr brauchbaren) Turbinen aber noch weit billiger sind. (Wegen letzterer Preisbestimmungen sehe man namentlich Redtenbacher's Resultate für den Maschinenbau.)

schinen zur Hebung von Grubenwasser finden sich in der nachfolgenden Tabelle verzeichnet. Ganz besondere Beachtung verdient darunter die unweit Eschweiler auf der Grube Centrum befindliche Wassersäulenmaschine wegen ihrer vielfachen, höchst wesentlichen Verbesserungen und Vervollkommnungen [1]), wohin namentlich die sehr weiten Leitungsröhren zu rechnen sind, ferner und besonders das Anbringen von Windkesseln am unteren Ende des Einfall- und Ausflussrohres, eine eigenthümliche Dreikolbensteuerung durch besondere Wasserdruckmaschine mit Schieber für die Vorsteuerung, ferner eine Vorrichtung zur Regulirung der Geschwindigkeit des Treibkolbens ohne Drosselklappen oder Schieber, nur durch Verstellen des Steuerkolbenhubes u. dergl. m.

In neuester Zeit hat man sich eifrig bemüht, die Wassersäulenmaschinen für das sogenannte Kleingewerbe nutzbar zu machen, indem man solche nach Art der Dampfmaschinen mit festliegendem und mit oscillirendem Cylinder (nach Armstrong's Vorgange) [2]) construirte und dabei sorgfältig auf die Vermeidung der Stösse Rücksicht nahm, welche beim Kolbenwechsel überall da unvermeidlich sind, sobald das unelastische Wasser den Motor bildet. Von den neueren Maschinen dieser Gattung (nach Perret, Ramsbottom, Coque, Philipp Mayer, Haag u. A., wie in den Literaturangaben S. 427 schon hervorgehoben wurde) ist keine, auch die allerjüngste von J. Haag in Augsburg [3]) nicht ausgenommen, welche sich (bis jetzt) so viel Beifall erworben hat, als die Maschine des Ingenieurs Schmidt in Zürich, deren Anordnung Fig. 288, 289 und 290 (beziehungsweise Verticaldurchschnitte und Grundriss) erkennen lassen [4]).

Der Kraft- oder Treibcylinder *a* mit dem Kolben *b* oscillirt um die massiven (nicht durchbohrten) Zapfen *rr* (Fig. 289 u. 290) und schwingt dabei zugleich mit einem seitlich angegossenen Cylinderstücke *e* in der unbeweglichen Schaale *k*. Letztere ist mit drei länglichen Oeffnungen *n*, *k* und *p* versehen, die je nach der Lage des Cylinders *a* beziehungsweise mit einem der beiden Canäle *l*, *m* in Communication treten, womit man die nach unten gerichtete Verstärkung *e* ausgestattet hat. Die Verbindung der durch eine Stopfbüchse *d* gehende Kolbenstange *c* mit der Warze des Krummzapfens *f*, der mit einem Schwungrade *h* auf der horizontal gelagerten zweitheiligen Welle *g* befestigt ist, erhellt ohne Weiteres aus den Abbildungen.

Das Betrieb- oder Aufschlagwasser wird stets durch ein Rohr *i* zu- und durch ein anderes Rohr *q* abgeführt. Bei der in Fig. 288 gezeichneten Lage des Cylinders *a* tritt das Aufschlagwasser durch *i* in den Canal *kl*, treibt den Kolben *b* von links nach rechts, während das vom vorhergehenden Spiele auf der

1) Höchst lesenwerthe Auseinandersetzungen über die Centrum-Maschine enthält Althans' Artikel: „Ueber die Anwendung der Wassersäulenmaschinen auf den Bergbau." Gute Abbildungen der Maschine finden sich aber in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Bd. IV, 1860, S. 79, Taf. VIII bis X.

2) Allgemeine Maschinenlehre, Bd. IV, S. 360.

3) Deutsche Industriezeitung, Jahrg. 1875, S. 122.

4) Schöne (vollständigere) Abbildungen der Schmidt'schen Maschine finden sich in den bereits S. 428 citirten 20. Bande (1872) von Armengaud's Publ. industr., Pl. 41 (P. 89) und in Uhland's Zeitschrift „Der praktische Maschinen-constructeur," Jahrgang 1871, Tafel 71 und 72.

Gegenseite befindliche Wasser durch *m* nach *n* und *q* abfliesst. Bei der genau entgegengesetzten Lage des Cylinders *a* tritt *i* in Communication mit *m*, sowie *p* mit *kl* etc. Hervorzuheben ist noch folgende zweckmässige Disposition.

Fig. 288.

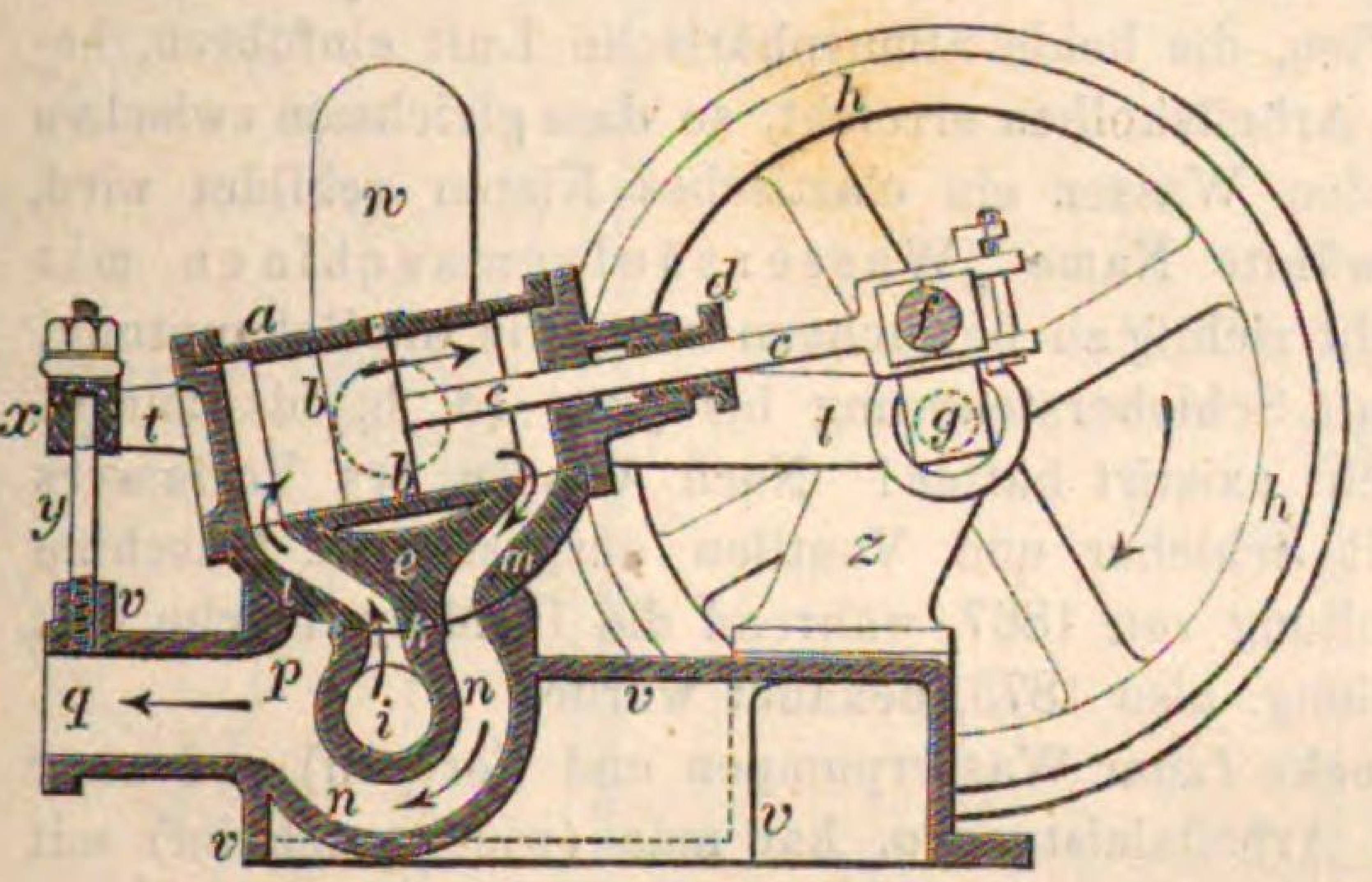


Fig. 290.

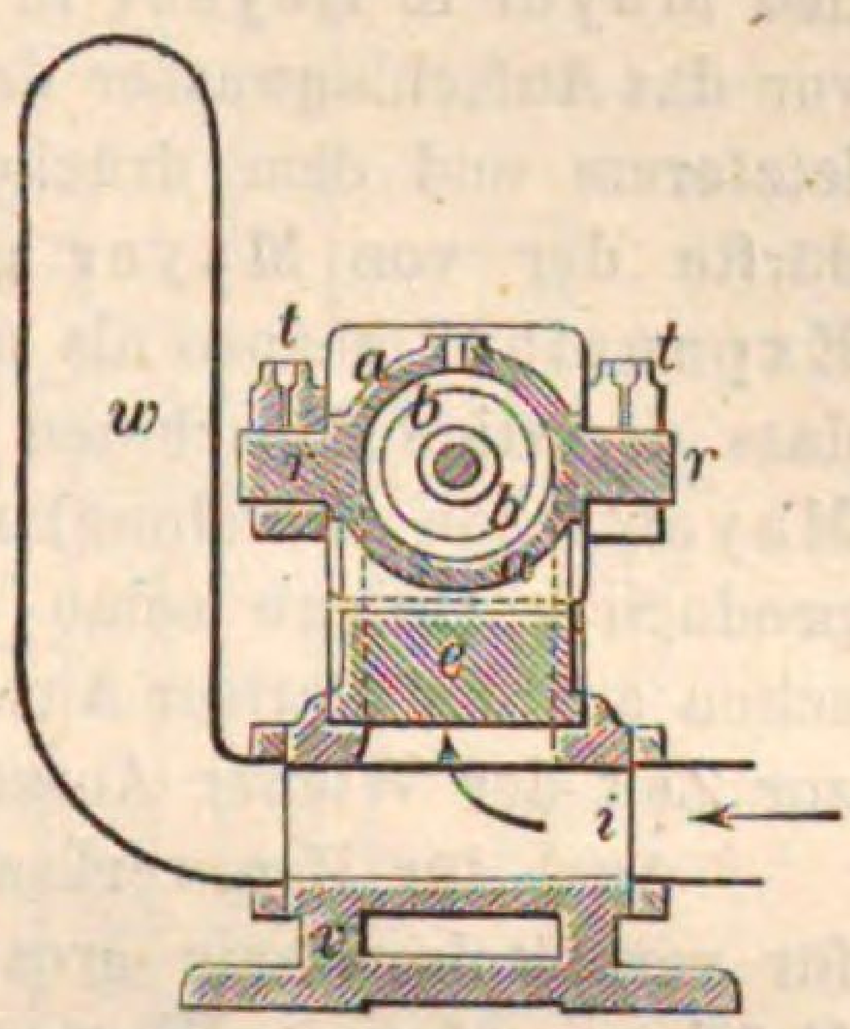
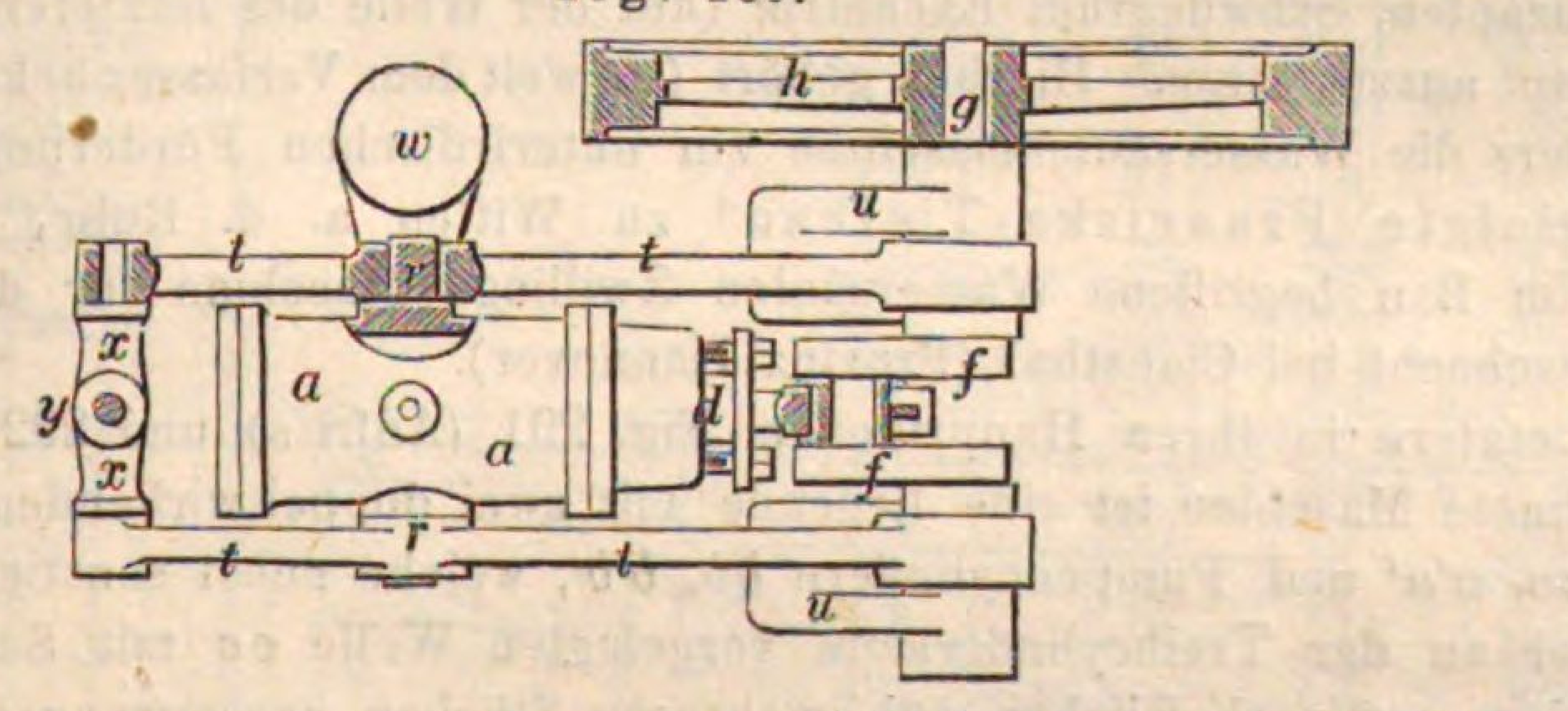


Fig. 289.



Die Lager der beiden Drehzapfen *rr* des Cylinders *a* ruhen beziehungsweise in zwei Trägern *tt* (Gabelhebeln), deren vordere Enden (rechts) fest in zwei Ständern *zz* ruhen, die zum unbeweglichen Gestell *v* der Maschine gehören, während die hinteren Enden durch ein Querstück *xx* vereinigt auf einem starken Bolzen *y* ruhen, der im Maschinengestelle *v* befestigt ist. Man erkennt leicht, dass diese Anordnung den Vortheil gewährt, die Reibungsflächen von *e* und *k* mehr oder weniger entlasten, den dort stattfindenden Druck beliebig verändern und etwaigen Nichtdichtungen begegnen zu können. Die Abnutzung letztgedachter Reibungsflächen giebt allerdings zu gerechten Bedenken Veranlassung und dürfte deshalb rathsam sein, die Schmidt'sche Maschine nur für kleine Arbeitsgrössen (1 bis 2 Maschinenpferde), sowie nur unter Voraussetzung reinen Betriebswassers zu verwenden [1]).

1) Nach einem zuverlässigen Berichte des Herrn Ingenieurs Bach in Hannover (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1872, S. 732) verbraucht eine Schmidt'sche Maschine, welche eine Maschinenpferdekraft (netto) Arbeit leistet, bei 30 Meter Druckhöhe pro Stunde 12 Cubikmeter Wasser, wobei die Betriebswelle 100 Umläufe pro Minute macht. Es entspricht dies einem Güteverhältnisse von 0,55. Bei 60 Meter Druckhöhe soll der stündliche Wasserverbrauch nur 6 Cubikmeter betragen. Später finden wir Gelegenheit, diesen Motor für Kleingewerbe mit anderen Dampf-, Gaskraft- und calorischen Maschinen zu vergleichen.

J. Haag in Augsburg[1]) glaubt dadurch verbesserte Wasserdruckmaschinen dieser Art construirt zu haben, dass er die Drehzapfen *rr* zum Aus- und Eintritt des Wassers benutzt. Aber auch diese Anordnung giebt zu gerechten Bedenken Veranlassung.

Anlangend die vorgenannten Wasserdruckmaschinen von Coque in Paris und Mayer & Leyser in Wien, die beide atmosphärische Luft einführen, bevor das Aufschlagwasser den Arbeitskolben erreicht, so dass gleichsam zwischen letzterem und dem drückenden Wasser ein elastisches Kissen gebildet wird, dürfte der von Mayer gewählte Name „Wassersäulenmaschinen mit Expansion" ebenso als nicht richtig zu bezeichnen sein, wie die Behauptung, dass derartige Maschinen mit Schiebersteuerung bis jetzt (d. h. bis zur P. Mayer'schen Erfindung) nicht existirt hätten! Nach Wissen des Verfassers producirte Coque seine mit Schieber und Ventilen ausgestattete Maschine schon auf der Pariser Ausstellung von 1867, während die P. Mayer'sche erst zur Zeit der Wiener Ausstellung, also 1873, bekannt wurde.

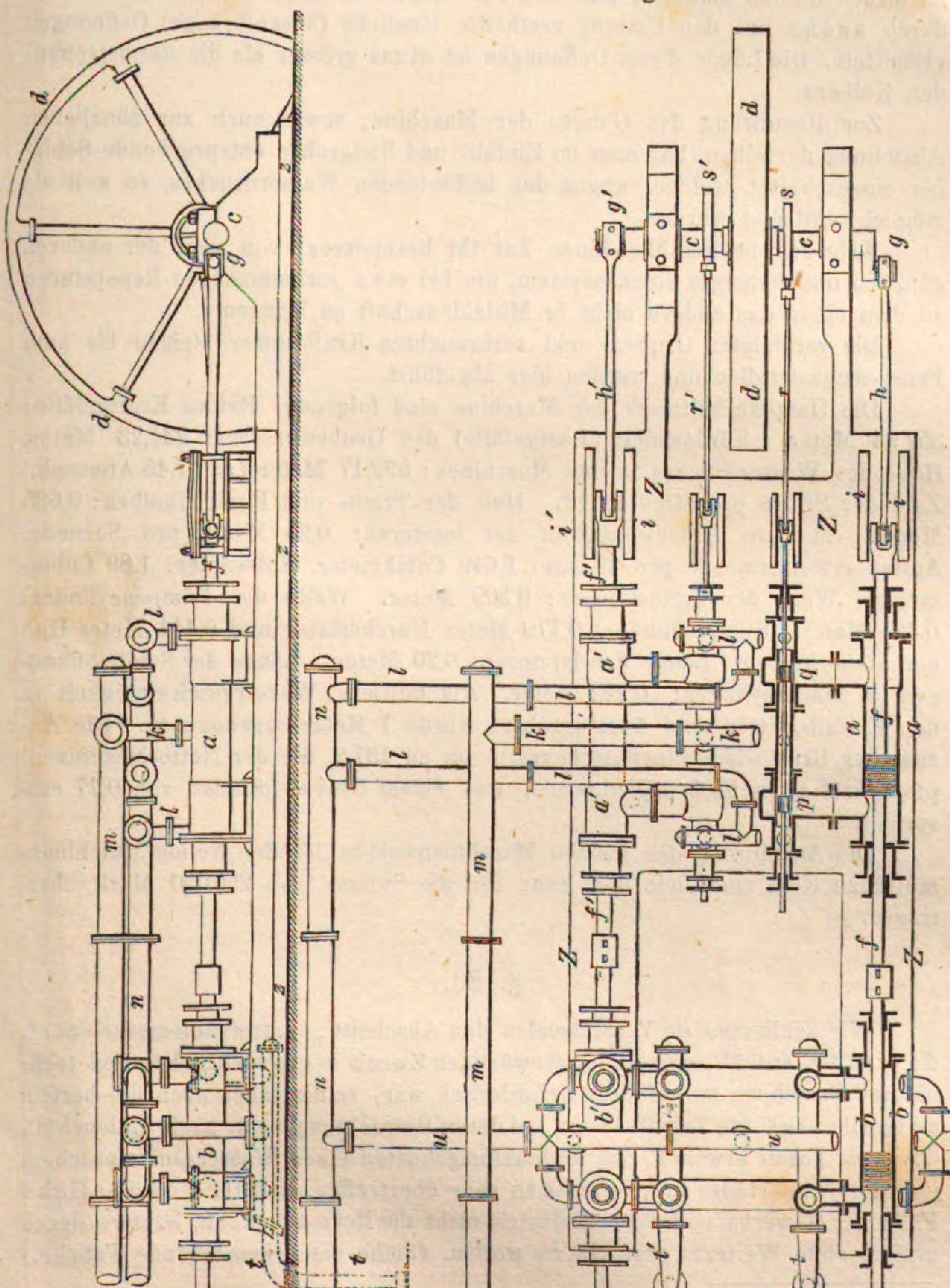
Auch für Bergwerkszwecke (zum Wasserpumpen und Fördern) und zwar für verhältnissmässig grosse Arbeitsleistungen, hat man (wie es scheint) mit Erfolg angefangen Wassersäulenmaschinen nach Art der Dampfmaschinen, mit Krummzapfen, Schwungrad, Excentrik (auf der Welle des letzteren) zur Steuerung etc. auszustatten. Hierher gehört (so weit dem Verfasser bekannt wurde) besonders die Wassersäulenmaschine zur unterirdischen Förderung auf Zeche „Vereinigte Franciska-Tiefbau" zu Witten a. d. Ruhr, so wie die noch im Bau begriffene Wassersäulen-Zwillings-Maschine für den Königin-Marienschacht bei Clausthal (Provinz Hannover).

Letztere in ihren Haupttheilen Fig. 291 (Aufriss) und 292 (Grundriss) gezeichnete Maschine ist eine liegende mit zwei doppeltwirkenden Treibcylindern *aa*, *a'a'* und Pumpencylindern *bb*, *b'b'*, welche nebst sonstigem Zubehör und der an der Treibcylinderseite vorgelegten Welle *cc* mit Schwungrad *d* auf einer gemeinschaftlichen aus mehreren Stücken zusammengesetzten Sohlplatte *z* gelagert sind. Die Verbindung der Treibkolbenstangen *ff'* mit den Warzen der unter 90 Grad gegen einander versetzten zwei Krummzapfen *gg'* erfolgt durch Lenker oder Pleulstangen *hh'*, wobei die an den Enden der Stangen *ff'* befindlichen Kreuzköpfe in (bekannten) horizontalen Führungen *ii'* laufen.

Die sogenannte Steuerung für jeden der beiden Treibcylinder *aa* und *a'a'* besteht aus zwei Kolben *p* und *q*, deren Bewegung von der Welle *c* des Schwungrades aus durch (gewöhnliche) Kreisexcentriks *s* und *s'* bewerkstelligt wird. Beim Hubwechsel der Treibkolben befinden sich die Steuerkolben in der Mitte ihres Schubes. Die Aufschlag- oder Kraftwasser, in der Einfallsröhre *mm* herbeigeführt, treten im Rohre *k* zwischen den beiden Kolben *p* und *q* in den Steuercylinder, wogegen die verbrauchten Wasser an den Enden der Steuercylinder, zwischen den Kolben *p* und *q* und den Stopfbüchsen abgeführt werden, wozu die Röhren *ll* und *nn* vorhanden sind. In die Röhren *nn* münden auch die Steigröhren der Pumpen *bb'*, welche letztere die Grubenwässer durch Röhren *tt'* ansaugen.

1) Motoren und Pumpen (Johannes Haag Patent) in der deutschen Industriezeitung vom 1. April 1875, S. 122.

Fig. 291. Fig. 292.



Um die beim Hubwechsel der Treibkolben auftretenden Stösse (die sogenannten hydraulischen Widder) zu vermeiden, welche erfolgen, sobald man die Wässer plötzlich und schnell absperrt, hat man die Steuercylinder mit den

Enden des betreffenden Treibcylinders durch Canäle verbunden, welche erstere an diesen Stellen umhüllen und den Zu- respective Abfluss des Wassers hier durch sechs auf den Umfang vertheilte längliche (linsenförmige) Oeffnungen vermitteln. Die Länge dieser Oeffnungen ist etwas grösser als die des betreffenden Kolbens.

Zur Regulirung des Ganges der Maschine, sowie auch zur gänzlichen Abstellung derselben, hat man im Einfall- und Steigrohre entsprechende Schieber eingeschaltet, welche, wegen des bedeutenden Wasserdruckes, so weit als möglich, entlastet wurden.

Jede der beiden Maschinen hat ihr besonderes, von dem der anderen gänzlich unabhängiges Röhrensystem, um bei etwa vorkommenden Reparaturen an dem einen das andere nicht in Mitleidenschaft zu bringen.

Die vereinigten Gruben- und verbrauchten Kraftwasser steigen bis zum Ernst Auguststollen und werden hier abgeführt.

Die Hauptverhältnisse der Maschine sind folgende: Reines Kraftgefälle: 357,94 Meter. Förderhöhe (Lastgefälle) des Grubenwassers: 234,23 Meter. Höhe des Wasserdruckes in den Maschinen: 592,17 Meter (= 57,45 Atmosph.) Zahl der Spiele pro Minute: 12. Hub der Trieb- und Pumpenkolben: 0,625 Meter. Mittlere Geschwindigkeit der letzteren: 0,25 Meter pro Secunde. Aufschlagwassermenge pro Minute: 1,649 Cubikmeter. Hubwasser: 1,89 Cubikmeter. Weite der Treibcylinder: 0,309 Meter. Weite der Pumpencylinder: 0,325 Meter. Steuercylinder: 0,170 Meter Durchmesser und 0,444 Meter Hub der Steuerkolben. Länge der letzteren: 0,20 Meter. Länge der Schlitzöffnungen im Steuercylinder: 0,222 Meter. Als mittlere Wassergeschwindigkeit in den Einfall-, Steig- und Austragröhren wurde 1 Meter angenommen. Die Anzahl der Brutto-Maschinenpferdekräfte ist zu 131,2, die der Netto-Maschinenpferdekräfte zu 98,4 angenommen, was einem Güteverhältniss von 0,77 entspricht.

Die Ausführung des ganzen Maschinenwerkes ist der Actien-Maschinenfabrik zu Köln am Rhein und zwar für die Summe von 290000 Mark übertragen.

§. 86.

Wir schliessen im Vorstehenden den Abschnitt „Wassersäulenmaschinen", da er Alles enthält, was für gegenwärtigen Zweck in geschichtlicher und technischer Beziehung aufzuführen erforderlich war, reihen aber noch die bereits mehrmals erwähnte Tabelle [1]) an, bei deren Betrachtung u. a. auch einleuchtet, dass, wie schon erwähnt, die Anschaffungskosten einer Wassersäulenmaschine jene der Wasserräder und Turbinen so sehr übertreffen, dass für gewöhnliche Fälle der Gewerbs- und Fabrikindustrie nicht die Rede sein kann, letztere durch erstere ohne Weiteres ersetzen zu wollen. (Siehe die nebenstehende Tabelle.)

1) Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen in dem preussischen Staate, Bd. 9, 1861, S. 56 bis 58. Ohne die unter Nr. 14 verzeichnete Wassersäulenmaschine.

Zusammenstellung der baulichen und ökonomischen Verhältnisse verschiedener Wassersäulenmaschinen-Anlagen für Bergwerkszwecke.

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.	29.
Nr.	Bezeichnung der Maschinenanlage. Lage. Bergwerk.	Ort.	Anzahl der Maschinen oder Treibcylinder.	Name des Constructeurs.	Jahr der Inbetriebsetzung.	Verhältnisse der Maschine. Gefällhöhe der Triebwasser.	Höhe der Gegensäule.	Durchmesser der Treibkolben.	Fläche der Treibkolben.	Länge des Kolbenlaufes.	Verhältnisse der Pumpen. Bewältigungshöhe.	Fläche der Pumpenkolben.	Länge des Kolbenlaufes.	Anzahl und Art der Pumpensätze.	Bei einem Spiele nach den von den Kolben durchlaufenen Räumen berechnet. Verbrauch an Triebwasser zur Steuerung.	im Treibcylinder.	im Ganzen.	Bewältigte Grubenwasser.	Arbeit der verbrauchten Triebwasser.	Wirkung an bewältigtem Grubenwasser.	Wirkungsgrad der Arbeit.	Leistungsverhältnisse in der Minute Grösste Zahl der Kolbenspiele.	Durchschnittsgeschwindigkeit des Treibkolbens.	Stärke. Arbeit der verbrauchten Triebwasser.	Wirkung an bewältigtem Grubenwasser	Kosten der gesammten Maschineneinrichtung mit Ausschluss baulicher Ausführungen im Ganzen.	per Pferdekraft der Nutzleistung.	Bemerkungen über die Einrichtung der Maschine.
						Meter	Meter	Meter	Q.-M.	Meter	Meter	Q.-M.	Meter		C.-M.	C.-M.	C.-M.		Kilogramm-Meter	Kilogramm-Meter			Meter	Pferdekräfte	Pferdekräfte	Thlr.	Thlr.	
1.	Leopoldischacht	Schemnitz	1 Treibcylinder	Höll	1749	89,2	—	0,3510	0,0968	2,025	212,7	0,0224	2,025	6 Sätze	—	0,195	0,195	0,0454	17484	9648	55,2	7½	30,4	29,1	16,1	—	—	Hahnsteuerung mit Fallklotz-Triebwerk.
2.	Alte Mordgrube	Freiberg	2 Treibcylinder	Brendel	1823	99,9	—	0,4250	0,1419	2,55	183,4	0,035 bis 0,091 je zwei	2,22	44 Saugsätze	0,012	0,581	0,594	—	59340	—	68,4	4½	23,0	59,3	40,6	—	—	Kolbensteuerung mit Wassertriebwerk und Hahnvorsteuerung. Die zwei Treibkolben sind durch einen Balancier verbunden (sogenannte Zwillingsmaschinen).
3.	Leopoldischacht	Schemnitz	desgl.	Schitkow	1828	239,7	—	0,2788	0,0610	2,45	28,6 67,6	0,2686 resp. 0,2186	2,45	4 Hubpumpen in 2 Sätzen	0,014	0,299	0,313	—	74930	54996	73,4	3	14,7	50,0	28,7	—	—	Hahnsteuerung mit Wassertriebwerk. Die zwei Treibkolben sind durch eine Kette vermittelst einer Rolle verbunden und bewegen jeder ein besonderes Pumpengestänge.
4.	Ramser Krakengesenk	Kreuth bei Bleiberg in Kärnthen	desgl.	Florian	1830	81,5	—	0,1823	0,0261	1,94	136,5	0,0136	1,59	2 Drucksätze	—	0,101	0,101	0,0433	8256	5910	71,5	8	31,0	14,7	10,5	6203	590	Hahnsteuerung mit Fallhammer. Die zwei Treibkolben sind unter sich und mit einem zweifachen Pumpengestänge durch einen Balancier verbunden.
5.	Gemeinschaftl. kurhess. u. lippe-schaumb. Steinkohlenwerk	Obernkirchen	desgl.	Henschel	1831	28,8	—2,88	0,3913	0,1203	2,30	33,1	0,0650	2,30	Hubpumpen	—	0,553	0,553	0,2990	29656	17809	62,1	4½	20,7	15,8	9,9	7000 für je zwei Maschinen zusammen	707	Desgl. Die zwei Treibkolben sind unter sich durch Rolle und Kette und jeder mit besonderem Pumpengestänge direct verbunden.
6.	Poullaouen	Huelgoat (Bretagne)	2 besondere eincylindrige Maschinen	Juncker	1830	60,0	14,0	1,0287	0,8177	2,30	155 bis 230	0,1400	2,30	1 Hubpumpe	0,033	1,881	1,914	0,3220	114 840	49910 bis 74060	43,5 bis 64,5	5½	25,3	140,4	61,0 bis 90,5	74708	413	Kolbensteuerung mit Wassertriebwerk und Kolbenvorsteuerung. Directwirkende Maschinen mit Gegensäule.
7.	Silbersegner Richtschacht	Clausthal	desgl.	Jordan (Vater)	1830 und 1835	178,7	22,3	0,4015	0,1095	1,75	105,5	0,1275	1,75	desgl.	0,006	0,193	0,199	0,2234	35530	23570	66,2	4	14,0	31,5	21,0	48863	1163	Desgl.
8.	Güte des Herrn	Lautenthal	1 Treibcylinder	derselbe	1849	96,9	22,5	0,6114	0,2723	2,14	136,3	0,1302	2,14	desgl.	0,019	0,584	0,603	0,2789	58410	38010	65,0	4	17,1	52,0	33,8	34000	1006	Desgl.
9.	Einigkeitsschacht	Joachimsthal	2 besondere eincylindrige Maschinen	unbekannt	1851	107,5	18,0	0,4610	0,1620	1,90	148,0 resp. 137,0	0,0519 0,0380	1,90	2 Drucksätze	0,015	0,308	0,323	0,0984 resp. 0,0726	34700	24500	70,0	3	11,4	23,1	16,3	15428 (für eine Maschine)	473	Desgl. Die Röhrenleitung für beide Maschinen ist gemeinschaftlich.
10.	Alportgrube	Bakewell (Derbyshire)	1 Treibcylinder	Taylor und Darlington	1842	40,2	—	1,270	1,263	3,05	40,2	0,8938	3,05	1 Druckpumpe	—	3,760	3,760	2,7230	151 150	109 620	72,5	7	42,7	233	170	—	—	Steuerung mit zwei Haupt- und zwei Nebenventilen mit Gewichtstriebwerk und Kataraktauslösung.
11.	Pfingstwiese	Bad Ems	desgl.	Althans	1836	19,9	—	0,353	0,0979	1,255	20,1	0,0774	1,255	1 Rohrkolbenpumpe	—	0,123	0,123	0,0971	2444	1955	80,0	8	20,1	4,34	3,25	3770	1160	Kolbensteuerung mit Pendeltriebwerk. Directwirkende Maschine mit Gewichtsbalancier.
12.	Centrum	Eschweiler	desgl.	derselbe	1855	[illegible]12	8,23	1,229	1,185	2,197	72,8 resp. 36,4	0,1757 0,0523	2,197	1 Saug- und Hubpumpe und 1 Druckpumpe	0,034	2,604	2,638	0,3860 resp. 0,1149	37250	32400	87,2	3½	15,4	28,6	25,2	16357	649	Kolbensteuerung mit Wassertriebwerk und Schiebervorsteuerung. Directwirkende Maschine mit Gegensäule.
13.	Altenberg	Aachen	desgl.	derselbe und Kley	1856	1[illegible]30	3,10	0,720	0,4071	1,500	40,0	0,1018	1,500	1 Rohrkolbenpumpe	0,004	0,611	0,615	0,1527	9410	6108	64,9	6	18,0	12,55	8,15	—	—	Kolbensteuerung mit Wassertriebwerk und Kolbenvorsteuerung. Directwirkende Maschine mit Gewichtsbalancier.
14.	Königin Marienschacht	Clausthal	2 Treibcylinder	Jordan (Sohn)	1876	592,[illegible]7	0	0,309	0,110	0,625	234,23	1,25	0,625	2 doppeltwirkende Druckpumpen	—	—	—	—	—	—	—	12	15,0	131,2	98,4	96666	982	Kolbensteuerung von der Schwungradwelle aus durch Excentrics.

Dritter Abschnitt.

Windräder.

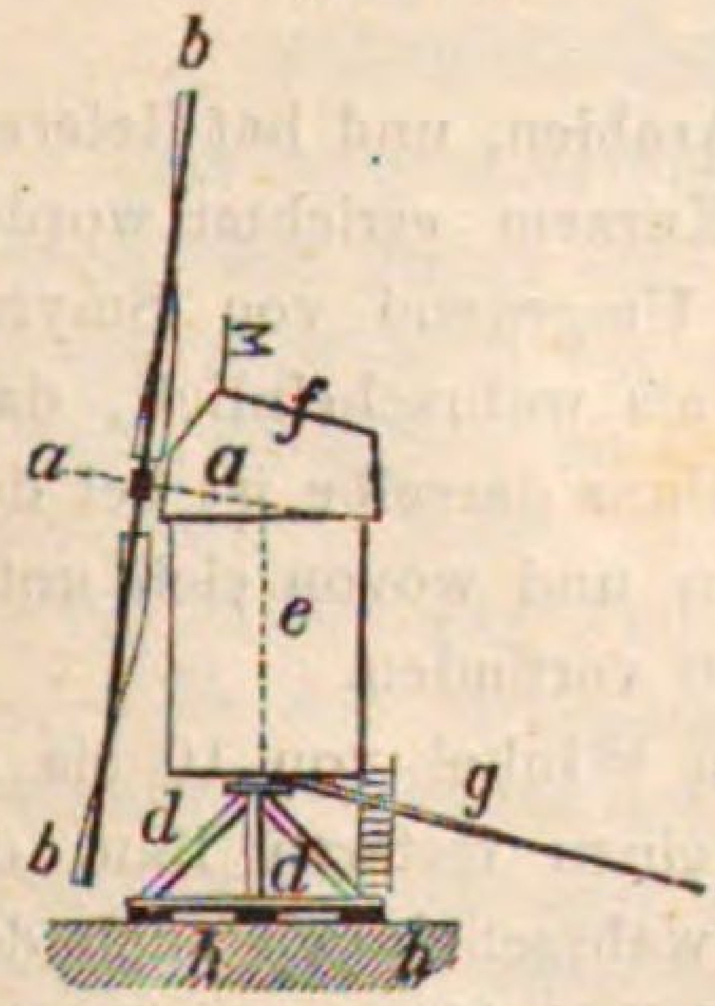
Erstes Capitel.

§. 87.

Geschichtliche Einleitung.

Obwohl der Name des Erfinders der Windmühlen unbekannt ist, so berechtigen doch alle sorgfältigen und gewissenhaften Forschungen zu der Annahme, dass Deutschland als ihr Vaterland bezeichnet werden kann [1]). Von jeher nannte man auch die Windmühlen ältester Construction deutsche Windmühlen [2]), deren Hauptcharakter zugleich darin bestand, dass sich die Windflügel (das Windrad) bab (Fig. 293) mit dem zugehörigen ganzen Gebäude fe als ein Ganzes um einen verticalen festen Ständer (Hausbaum) e umdrehen, nach dem Winde stellen liess, dem ein Schwell- und Strebewerk (Bock)

Fig. 293.



1) Die umfänglichsten und genauesten Forschungen über Erfindung der Windmühlen dürfte Beckmann (Beiträge zur Geschichte der Erfindungen, Bd. 2, S. 31, 33 u. 38) angestellt haben, der ganz bestimmt nachweist, dass man in Asien und Rom die Windmühlen nicht gekannt hat, sowie er ferner die Sage bekämpft, es wären die Windmühlen von den Kreuzzügen mit nach Europa gebracht worden.

2) Zu den mehrfachen Nachweisungen, dass weder bei den Griechen noch Römern, noch früher in Palästina, Aegypten, Persien und Indien Windmühlen existirten, hat in jüngster Zeit ein englischer Officier, welcher den Krimfeldzug mitmachte, im Practical Mechanics Journal (1. Decbr. 1863, P. 231) neuen Stoff in einem Aufsatze geliefert, welcher die Ueberschrift trägt „Windkraft zum Betriebe der Mahlmühlen angewandt.“ Ausser überhaupt werthvollen und interessanten Notizen enthält diese Quelle über das geschichtliche Element der Windmühlen Nachstehendes:

„Der Behauptung, dass die Windmühlen deutschen Ursprungs sind und zwar in der Mitte oder am Ende des 11. Jahrhunderts in Deutschland erfunden wurden, wird öfters entgegengesetzt, dass sie aus Osten stammen und von den Kreuzzügen nach Europa gebracht worden wären; letzteres ist jedoch äusserst unwahrscheinlich, da man derartige Mühlen nur sehr selten oder gar nicht im Osten antrifft,

dd zur Stützung und Führung diente. Letzterer Anordnung wegen bezeichnete man diese Maschinen auch mit dem Namen Bockwindmühlen [1]).

Das einzig bestimmte Actenstück, was von der frühen Existenz der Windmühlen in Europa zeugt, ist ein Diplom vom Jahre 1105, welches Mabillon[2]) entdeckte, worin einem Kloster in Frankreich die Erlaubniss zur Anlage von Wasser- und Windmühlen (molendina ad ventum) ertheilt wird.

In England kommen Windmühlen schon vor dem Jahre 1143 vor. Als überhaupt diese Mühlen im 12. Jahrhundert immer mehr Anwendung fanden, entstand ein Streit darüber, ob von solchen den Geistlichen der Zehnte gebühre oder nicht, den Papst Cölestin III. zu Gunsten seiner Leute entschied[3]).

Bartholomeo Verde rieth 1332 den Venetianern, Windmühlen anzulegen, sowie sich 1393 die Stadt Speyer eine (holländische?) Mühle bauen liess, wozu man einen Techniker aus den Niederlanden berufen hatte[4]).

So giebt es noch heute keine in Persien, Palästina und Arabien, und hat Referent nur eine solche in Indien gesehen, die jedoch erst vor Kurzem errichtet worden war. Allerdings giebt es mehrere Windmühlen in der Umgegend von Smyrna und an der Küste des Hellespontes, allein es ist mehr als wahrscheinlich, dass sie sämmtlich nach europäischen Mustern gebaut sind. Ganz dasselbe ist bei den Windmühlen der Fall, welche in der Krimm vorkommen und wovon sich unter Anderen allein in der Umgegend von Eupatoria etwa 200 vorfinden.

1) Die Neigung der Windradachse *aa* unter einem Winkel von 10 bis 18 Grad gegen den Horizont hat ursprünglich wohl nur einen festeren Bau, die grössere Stabilität des Werkes zum Grunde, nächstdem wahrscheinlich auch den Umstand im Auge, dass die Richtung, in welcher der Wind bläst, gewöhnlich einem derartigen Winkel entspricht. Zur Drehung des Mühlengebäudes nebst Flügel um den Bock *d* dient ein langer kräftiger Balken *g*, Sturz oder Sterdt, genannt.

2) Ann. Ordinis Benedicti, Tom. V, Luteciae (Paris) 1713.

3) Beckmann, a. a. O. S. 36.

4) Nach Anderen soll in Holland die erste Windmühle zum Getreidemahlen erst 1439 erbaut worden sein. (Nach dem Holländischen des Herrn Adr. Loosjes, eines 1794 in Harlem erschienenen Werkes, wovon sich, auszugsweise, eine deutsche Uebersetzung vorfindet in dem Leipziger Journal für Fabrik, Manufactur, Handlung und Mode, vom Januar bis Juni 1797 (12. Band), S. 89.)

Von Holland sollen (nach Fairnbairn's Werke: „Mills and Millwork“, Part I, P. 276) die Windmühlen erst nach England gelangt und in Schottland sogar erst 1720 (nahe Dunbar in Hattingtonshire) in Gebrauch gekommen sein. Zur Nachweisung letzterer Behauptung kann folgende Quelle dienen: „The practical mech. Journal, Vol. XVI (1863), P. 232.

In Aegypten fanden die Franzosen noch 1798 keine einzige Windmühle zum Getreidemahlen vor, wie solches bestimmt im Napoleon'schen Werke „Description de l'Egypte“, Tom. II, Artikel „Arts et Métiers“ ausgesprochen wird, wo es wörtlich also lautet: „Les Egyptiens n'ont ni moulins à eaux ni moulins à vent pour préparer la farine de leurs blés.“

Windmühlen wie Fig. 294 und 295 mit unbeweglichem Gebäude *de* und mit nur drehbarem Dache (der Haube) *f* sollen allerdings erst in der Mitte des 16. Jahrhunderts (?) von einem Flanderer erfunden worden sein[1]). Zur Drehung des Daches *f* um das feste Gebäude (den Thurm) *de* dient der von letzterem aus nach unten herabhängende Sturz oder Sterdt *g*.

Fig. 294.

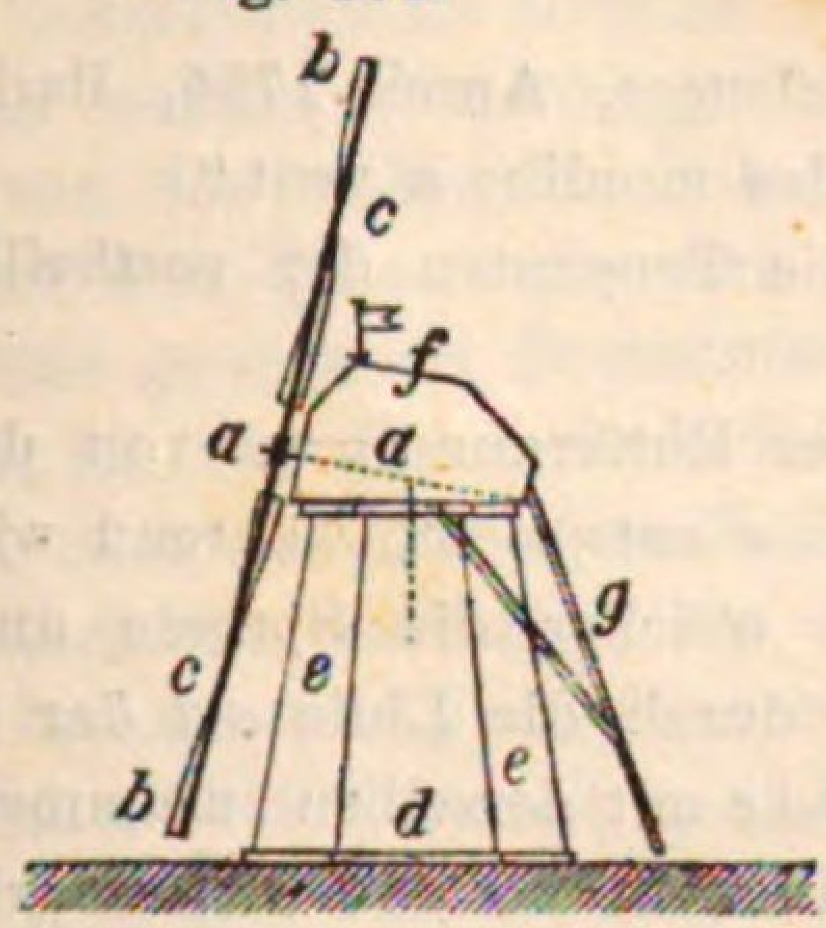
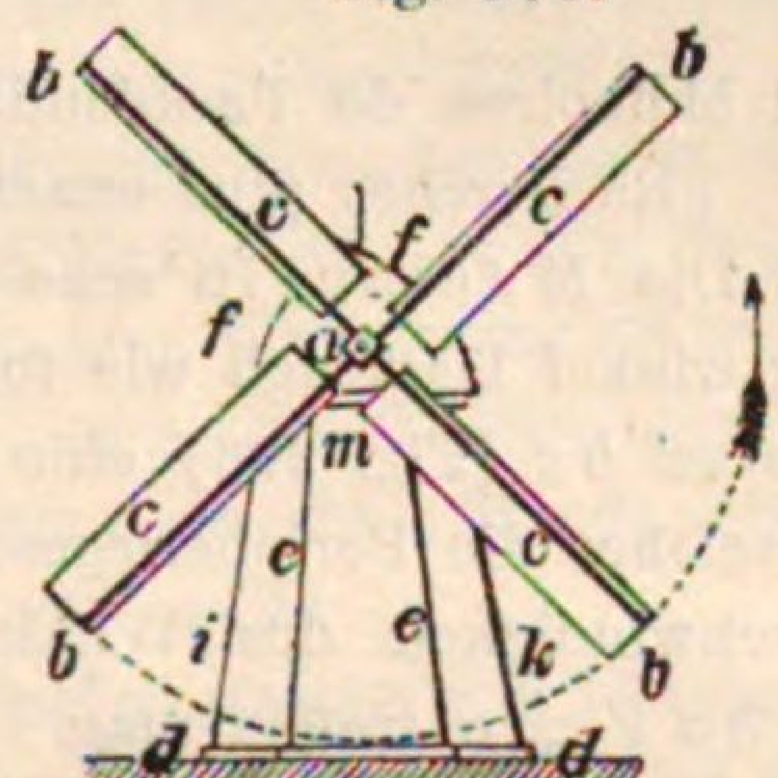


Fig. 295.



Zu jener Zeit unterscheiden sich die holländischen Mühlen von den deutschen auch durch eine vollkommenere Anordnung des Windrades *abc*, indem die aus Sprossen von verschiedener Neigung gegen die Windrichtung gebildete Fläche derselben eine doppelt gekrümmte, bei den deutschen jedoch (damals) eine ebene, gegen die Windrichtung bloss schräg gestellte (und überdies zu beiden Seiten der Flügelarme symmetrische) war.

Mit der wissenschaftlichen Erörterung über die vortheilhafteste Sprossenlage der Windräder scheint sich zuerst der uns bereits aus der Geschichte der Wasserräder bekannte französische Akademiker Parent beschäftigt zu haben, jedoch nicht mit glücklichem Erfolge, indem er (fälschlich) den vortheilhaftesten Neigungswinkel gegen die Windrichtung zu $50^0\ 54'$ nachwies, was für den Zustand der Ruhe, nicht aber für die Bewegung richtig war[2]).

Auf die Unrichtigkeit dieses Resultates machte zwar schon Daniel Bernoulli[3]) aufmerksam, eine vollständige Auflösung des Problems gelang jedoch erst Maclaurin im 2. Bde. seines berühmten, 1742 erschienenen Werkes: „Treatise on fluxions"[4]), wo derselbe eine richtige Gleichung für die Tangenten

1) Beckmann weist zwei holländische Werke aus den Jahren 1727 und 1729 nach, wo in dem älteren u. a. gesagt wird: „De beweegelyke kap, om de moolens op alle winden te setten, is eerst in't midden van de XVIde ecuw door een Vlaaming uytgevonden."

2) Ausführliche Mittheilung über diese Parent'sche (falsche) Bestimmung macht Burg in einer Abhandlung über Windräder in den Jahrbüchern des k. k. polytechnischen Institutes, Bd. 8, 1826, S. 90. Diese Arbeit verdient namentlich wegen der ausführlichen geschichtlichen Erörterung über die Theorie der Windräder gelesen zu werden.

3) Burg, a. a. O. S. 91.

4) Dem Verfasser ist (in der Bibliothek der polytechnischen Schule in Hannover) nur die von Pezenas besorgte französische Uebersetzung von Maclaurin's Werke zur Hand gewesen, wo der fragliche Gegenstand im 2. Bde. die §§. 913 u. 914 einnimmt.

der Neigungswinkel entwickelte, nach welchen die Sprossen in den verschiedenen Entfernungen von der Drehachse angeordnet werden müssen.

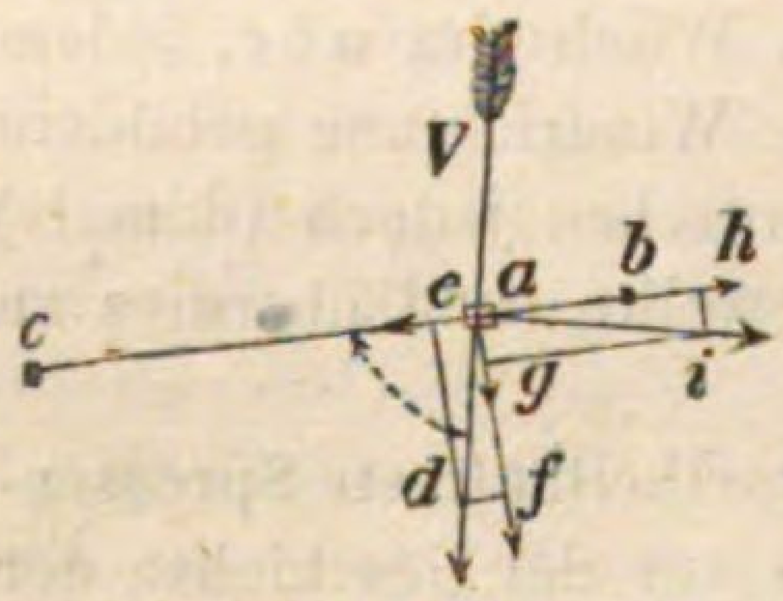
Was Maclaurin mit Hülfe seiner Fluxionsrechnung durch geometrische Betrachtung bestimmte, erreichte Euler 1756[1]) auf analytischem Wege[2]).

1) Mémoires de l'académie royale des sciences, Année 1756, Berlin 1758, P. 165. „Recherches plus exactes sur l'effet des moulins à vent."

2) Die Maclaurin'sche Formel für die Tangenten der vortheilhaftesten Neigungswinkel lässt sich wie folgt ableiten:

Es sei bc (Fig. 296) eine Sprosse in der Entfernung $= x$ von der Drehachse, welcher die Peripheriegeschwindigkeit $= v$ entspricht, während wir mit V die Geschwindigkeit des Windes bezeichnen, welcher die Sprosse unter dem Winkel $baV = \alpha$ treffen mag. Stellt man V durch die Linie ad dar und zerlegt ad in af rechtwinklig zur Sprosse und in ae mit derselben zusammenfallend, drückt v ebenso durch ai aus und zerlegt ähnlich in ag und ah, so erhält man für die relative Geschwindigkeit, welche dem Normalstosse des Windes proportional ist: $(V \sin.\alpha - v \cos.\alpha)$, sowie für die Grösse des Normalstosses selbst (u. a. nach §. 169 der Hydromechanik des Verfassers):

Fig. 296.

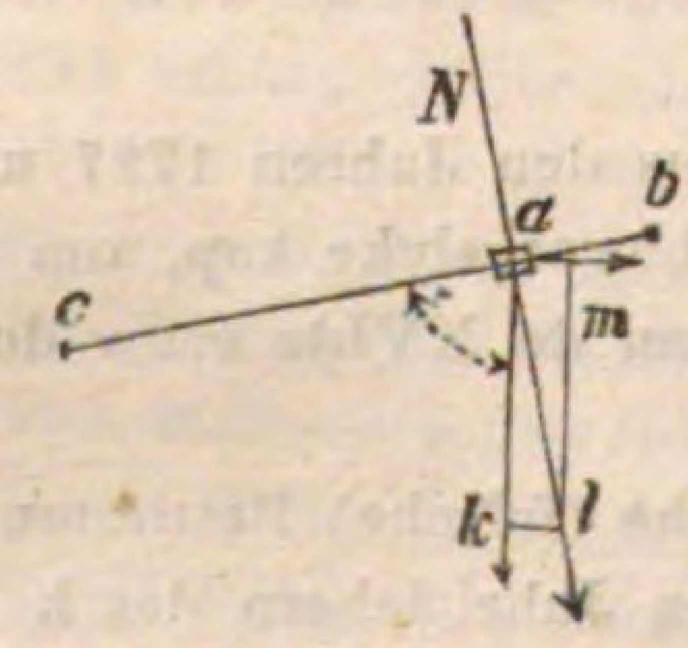


$$N = k_1 \frac{\gamma_1}{2g} a (V \sin.\alpha - v \cos.\alpha)^2,$$

worin k_1 einen Erfahrungscoefficienten, γ_1 das Gewicht der Cubikeinheit atmosphärischer Luft bezeichnet (für 0 Grad Temperatur und bei $0^m,76$ Barometerstand etwa 1,3 Kilogramm oder $\frac{1,3}{1000} = \frac{1}{769}$ vom Gewichte eines Cubikmeters Wasser) und a der Flächeninhalt der bemerkten Sprosse ist.

Stellt man ferner N durch die Linie al (Fig. 297) dar, so hat man diesen Druck, um die auf die Sprosse übergetragene Nutzarbeit zu berechnen, in die Composanten am (mit der Richtung zusammenfallend, in welcher die Flügelachse ausweicht) und ak (in der Richtung der Wellachse des Flügelrades liegend) zu zerlegen, wovon letztere die Reibung am hinteren Wellzapfen erzeugt. Hiernach ergiebt sich der Druck p, womit die Umdrehung nach der Richtung am erfolgt, zu:

Fig. 297.



$$p = k_1 \frac{\gamma_1}{2g} a (V \sin.\alpha - v \cos.\alpha)^2 \cos.\alpha,$$

folglich die gedachte Nutzarbeit, die wir mit $\mathfrak{A}$ bezeichnen wollen, zu:

$$\mathfrak{A} = k_1 \frac{\gamma}{2g} a (V \sin.\alpha - v \cos.\alpha)^2 v \cos.\alpha,$$

wofür man auch setzen kann, wenn ω die Winkelgeschwindigkeit der gleichförmigen Umdrehbewegung des Windrades, also $v = \omega x$ ist:

$$1. \quad . \quad . \quad . \quad \mathfrak{A} = k_1 \frac{\gamma}{2g} a (V \sin.\alpha - \omega x \cos.\alpha)^2 \omega x \cos.\alpha.$$

Dieser Werth wird aber ein Grösstes für:

Zugleich entwickelte Euler den Ausdruck für die auf eine doppeltgekrümmte Flügelfläche vom Winde übertragene mechanische Arbeit, und zeigte dabei, wie viel vortheilhafter eine solche Fläche ist, als ein ebene, wobei alle Sprossen unter demselben Winkel (73 Grad) gegen die Windrichtung gestellt sind[1]).

So sehr man diese wissenschaftlichen Arbeiten als Meisterstücke menschlichen Scharfsinns im Gebiete der Geometrie und mathematischen Analysis betrachten musste, so wenig genügten sie vollkommen dem Praktiker, da, abgesehen von der wahrscheinlich nicht ganz richtigen Voraussetzung, der Windstoss sei dem Quadrate der relativen Geschwindigkeit genau proportional, auch eine genügende Bestimmung der auftretenden Reibungswiderstände nicht möglich ist, wie dies erforderlich sein würde, wenn man Gleichungen aufstellen wollte, nach welchen ohne Weiteres die Construction eines Windrades für eine vorgeschriebene Arbeitsgrösse zu beschaffen sein sollte.

Höchst wichtig erschienen deshalb Versuche, welche Smeaton noch vor dem Jahre 1759[2]) anstellte, und zwar mit einem Modellrade, dessen vier Flügel

$$2. \ldots \quad tang.\, a = \frac{3}{2} \cdot \frac{\omega x}{V} + \sqrt{2 + \left(\frac{3}{2} \cdot \frac{\omega x}{V}\right)^2},$$

welcher Ausdruck zuerst von Maclaurin, jedoch, wie bereits erwähnt, auf geometrischem Wege (a. a. O. §. 913), abgeleitet wurde. Setzt man $\omega = \text{Null}$, d. h. steht das Windrad still, so wird:

$$tang.\, a = \sqrt{2} = 1{,}414,$$

woraus:

$$\alpha = 54^0\, 44'$$

folgt, also der von Parent für die vortheilhafteste Sprossenlage angegebene Winkel! Für $\omega = 0{,}7$ und $V = 4^m{,}05$ (Werthe, die nachher anzuführenden Versuchen von Coulomb entsprechen) erhält man $\alpha = 60^0$, wenn $x = 2^m{,}0$, und $\alpha = 81^0$, wenn $x = 12^m{,}0$ gesetzt wird.

1) Aus der Verbindung der Gleichungen 1. und 2. in der vorhergehenden Note findet Euler (a. a. O. P. 215) die Totalarbeit $= L$, welche der Wind auf alle Sprossen der vorhandenen n rectangulären Flügel überträgt:

$$L = \frac{2}{27} \cdot n \gamma_1 \frac{b\, l}{r g} V^3 \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} d\alpha \left(\frac{sin.\, \alpha^4 - 4\, cos.\, \alpha^4}{cos.\, \alpha^2\, sin.\, \alpha^5}\right),$$

ein Ausdruck, der sich von dem Euler'schen nur in der Bezeichnung unterscheidet.

Sucht man (wie Weisbach, Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, S. 742 u. 743) den Integralausdruck durch entsprechende Mittelwerthe, oder mit Navier (Résumé des leçons etc., Partie III, §. 140), überhaupt durch eine Annäherungsrechnung, zu ersetzen, bezeichnet F die bespannte Gesammtfläche der Flügel, so lässt sich statt obigen Ausdruckes auch schreiben:

$$L = \psi \cdot F V^3.$$

Auf die Bestimmung von ψ für praktische Zwecke kommen wir später zurück.

2) Ueber die Resultate dieser Versuche erstattete Smeaton am 14. Juni 1759 der Londoner Gesellschaft für Wissenschaften Bericht. Abgedruckt finden sich die betreffenden Resultate in den Phil. transactions von 1759, P. 100. Später (1793) erschienen dieselben mit in der bereits oben citirten Sammlung von Aufsätzen: Experimental enquiry concerning the natural powers of wind and water etc.

jeder 21 Zoll engl. Halbmesser und 5,6 Zoll Breite hatten, während der Neigungswinkel gegen die Bewegungsebene der äussersten Sprosse 10 Grad (also 80 Grad unser α in Fig. 296) und in der untersten (in 3 Zoll Entfernung von der Drehachse) 25 Grad (unser α also 65 Grad) war. Smeaton hielt überdies zur Umdrehung seines Modellrades den natürlichen Wind für zu unsicher und führte deshalb die Flügelachse in einem Kreise von grossem Halbmesser herum, d. h. bewegte das Rad in ruhiger Luft.

Die Resultate dieser Versuche bestätigten zunächst die Maclaurin-Euler'sche Theorie, dass windschiefe Flügelflächen eine grössere Wirkung geben, als ebene [1])

Speciell gab Smeaton die Vorschrift, dass man, um die vortheilhafteste Sprossenlage zu erhalten, die Länge des Flügelhalbmessers in sechs Theile theilen, am ersten Theile von der Drehachse aus gerechnet die erste Sprosse unter einem Winkel von 18 Grad gegen die Bewegungsebene (also unser $\alpha =$ 72 Grad) anzubringen habe, die Neigung der zweiten $= 19$ Grad, der dritten (Flügelmitte) $= 18$ Grad, die der vierten $= 16$ Grad, der fünften $= 12^1/_2$ Grad und endlich der sechsten (am Ende) $= 7$ Grad ($\alpha = 83^0$) anordnen müsste. Dabei zeigte es sich am vortheilhaftesten, als Flächenform ein Paralleltrapez zu nehmen, dessen beide parallele Seiten das Verhältniss 5 zu 3 haben und wo die grösste Seite dem dritten Theile der gesammten Ruthenlänge gleich ist.

Ferner ergaben sich nachbemerkte Sätze:

1) Das Maximum der vom Winde auf den Flügel übertragenen mechanischen Arbeit ist etwas weniger als der dritten Potenz der Windgeschwindigkeit proportional.

2) Die Wirkung von Windflügeln, die der Gestalt und Stellung nach ähnlich sind, ist dem Quadrat des Flügelhalbmessers proportional [2]).

Nach der dritten Ausgabe dieser Schrift (1813) hat Burg einen vollständigen Auszug im 8. Bde., S. 115, der bereits citirten Jahrbücher des Wiener polytechnischen Institutes geliefert.

1) Smeaton nahm zuerst ebene (nach Parent), unter 55 Grad gegen den Wind gestellte Flügel und beobachtete:

Die mechanische Wirkung derselben	2,38	Meterkilogr.
Ebene Flächen gaben bei 75 Grad Neigungswinkel die grösste Wirkung, nämlich	3,48	„
Für Flügel, deren Sprossenlage der Maclaurin'schen Theorie entsprechend angeordnet war, beobachtete man unter sonst gleichen Umständen	3,95	„
Eine Flügelfläche, welche dem Winde eine leichte Höhlung darbot, sonst aber nach holländischer Construction ausgeführt war, gab	4,79	„
Vermehrte man endlich die besegelte Flügelfläche um den vierten Theil mittelst eines dreieckigen Ansatzstückes, d. h. gab der Fläche die Trapezform mit grösster Breite nach aussen, so fand man	6,15	„

2) Hieraus ergeben sich noch zwei nicht unwichtige Folgerungen:

a) Vergrössert man die Länge eines Flügels, ohne zugleich seine Fläche zu

3) Ueber eine gewisse Grenze hinaus (wenn die bedeckte Fläche $^7/_8$ von der Gesammtfläche des vom Flügel beschriebenen Kreises ist) wird der Effect durch die Vergrösserung der Fläche vermindert, weil die hinlängliche Oeffnung fehlt, durch welche der Wind entweichen muss, sobald er seine Wirkung geäussert hat.

Die Geschwindigkeit des äussersten Endes der rectangulären holländischen sowohl, als der breiter auslaufenden Windflügel, diese mögen entweder nicht, oder bis zum Maximum belastet sein, ist beträchtlich grösser als die des Windes [1]).

vergrössern (d. h. vermindert man seine Breite), so wird dadurch die Kraft nicht vermehrt; weil das, was durch die Länge gewonnen wird, durch die langsamere Umdrehung wieder verloren geht.

b) Vergrössert man aber bei ungeänderter Breite die Länge der Flügel, so wächst der Effect wie diese Länge.

Hiernach ist die mechanische Arbeit, unter sonst gleichen Umständen, überhaupt der Flügelfläche ($= F$) proportional, was mit anderen Angaben, z. B. denen d'Aubuisson's (Hydraulique, P. 617 u. 623) nicht übereinstimmt, der vielmehr $F^{1,1}$ statt F setzt.

1) Bezeichnet V die Windgeschwindigkeit und C die Peripheriegeschwindigkeit der äussersten Sprosse, so geben die Smeaton'schen Versuche folgende Zusammenstellung:

Holländische Flügel in ihrer gewöhnlichen Lage . . . $\frac{C}{V} = \begin{cases} 4,2 \text{ unbelastet.} \\ 3,3 \text{ belastet.} \end{cases}$

Holländische Flügel in ihrer vortheilhaftesten Lage . . $\frac{C}{V} = \begin{cases} 4,0 \text{ unbelastet.} \\ 2,7 \text{ belastet.} \end{cases}$

Breiter auslaufende Flügel in ihrer vortheilhaftesten Lage $\frac{C}{V} = \begin{cases} 4,0 \text{ unbelastet.} \\ 2,6 \text{ belastet.} \end{cases}$

Smeaton führt überdies noch folgende Tabelle eines gewissen Rouse auf, der sich noch früher, als er selbst, mit Windflügelversuchen beschäftigte, dabei bemerkend, dass der Windgeschwindigkeit über 50 engl. Meilen (à 5280 Fuss engl.) pro Stunde nicht volles Vertrauen geschenkt werden dürfe [2]).

Geschwindigkeit des Windes.		Perpendicularkraft auf einem Quadratfuss Fläche in Pfunden des Avoir-du-pois-Gew.	Gewöhnliche Benennung der Stärke des Windes.
Meilen in einer Stunde.	Fuss in einer Secunde.		
1	1,47	0,005	kaum merkbar.
2	2,93	0,020	gerade merkbar.
3	4,40	0,044	
4	5,87	0,079	ein sanfter angenehmer Wind.
5	7,33	0,123	
10	14,67	0,492	ein angenehmer frischer Wind.
15	22,00	1,107	

2) Ueber die sogenannte Beaufort'sche Windkraftscala sehe man den Nachtrag Nr. 10 am Ende dieses Bandes.

Ohne irgend Zweifel über die Sorgfalt und Gewissenhaftigkeit zu erheben, womit Smeaton seine Versuche ausführte, befriedigten dieselben die praktische

Geschwindigkeit des Windes.		Perpendicularkraft auf einem Quadratfuss Fläche in Pfunden des Avoir-du-pois-Gew.	Gewöhnliche Benennung der Stärke des Windes.
Meilen in einer Stunde.	Fuss in einer Secunde.		
20	29,34	1,968	ein sehr frischer Wind.
25	36,67	3,075	
30	44,01	4,429	ein starker Wind.
35	51,34	6,027	
40	58,68	7,873	ein sehr starker Wind.
45	66,01	10,963	
50	73,35	12,300	ein Sturm.
60	88,02	17,715	ein starker Sturm.
80	117,36	31,490	ein Orkan.
100	146,70	49,200	ein Orkan, der Bäume entwurzelt und Gebäude niederreisst.
1.	2.	3.	

D'Aubuisson (Hydraulique, P. 618) theilt folgende Tabelle mit, welche der Verfasser durch einige Werthe aus Grandvoinet's Artikel „Moulins à Vent" in Lacroix' „Études sur l'Exposition de 1867", 8e Serie, Fascicules 36—41, P. 387, erweiterte:

Geschwindigkeit pro Secunde in Metern.	Druck auf 1 Quadratmeter ebene Fläche in Kilogr.	Benennung des Windes.
1,0	0,13	kaum merkbar.
2,0	0,54	gelinder Wind.
4,0	2,20	frischer Wind (Brise).
6,0	4,87	sehr frischer Wind (gute Brise), Schiffssegel gut spannend.
7,0	6,46	bester Windmühlenwind.
9,0	10,97	sehr frischer Wind (sehr gut für Meeresfahrt).
12,0	19,50	fast stürmisch (die grössten Schiffssegel spannend).
15,0	30,47	stürmisch.
20,0	54,16	Sturm.
24,0	78,00	heftiger (reissender) Sturm.
36,0	176,96	Orkan.
45,0	276,00	gewaltiger Orkan.
61,0	511,64	ausserordentlicher Orkan.

Welt hauptsächlich deshalb nicht, weil sie mit einem Modellrade und überdies so angestellt wurden, dass die Einwirkung der Kraft abweichend von der war, welche bei im Grossen ausgeführten Windrädern stattfindet.

Deshalb haben von jeher die Praktiker den Versuchen Coulomb's besonderes Vertrauen geschenkt, welche derselbe an vielen grossen Windmühlen in der Umgebung der Stadt Lille anstellte [1]).

Diese nach holländischen Mustern erbauten Mühlen hatten fast alle eine Ruthenlänge (einen Durchmesser) von $24^{m},680$ und eine durchaus gleiche Breite von $1^{m},951$, wobei die erste unter einem Winkel von 60 Grad gegen die Windrichtung geneigte Sprosse von der Drehachse $1^{m},95$ abstand, die äusserste Sprosse aber 78 bis 84 Grad gegen die Richtung des Windes geneigt war, endlich der Inhalt der bespannten Flügelfläche 81,12 Quadratmeter betrug.

Coulomb bemühte sich vor Allem, die Totalarbeit zu ermitteln, welche ein derartiges Windrad entwickelte, wozu er die widerstehende Arbeit von Stempeln bestimmte, die zur Verarbeitung des Rübsamens (zur Oelbereitung) von dem Windrade in Bewegung gesetzt wurden [2]).

Aus diesen Versuchen ergab sich zugleich der werthvolle Satz, dass bei gut angeordneten Flügeln das Verhältniss zwischen der Windgeschwindigkeit

1) Observations sur l'effet des moulins à vent. Mémoires de l'Académie des sciences, Année 1781. Daraus abgedruckt in den Anhängen zu Coulomb's Théorie des machines simples, Paris 1821, P. 298. Hieraus wieder (auszugsweise) in der bereits citirten Burg'schen „Abhandlung über Windmühlen" im 8. Bde. der Jahrbücher des Wiener polytechnischen Institutes, S. 142. Endlich giebt ebenfalls d'Aubuisson eine Uebersicht der Versuchsresultate in seinem Traité d'hydraulique, §. 558.

2) Für einen der Versuche, den Coulomb allein für vollständig brauchbar betrachtete, wobei sich alle Umstände günstig gestaltet hatten, wurden vom Windrade 6 Stempel bewegt, deren Gesammtgewicht 2741 Kilogr. betrug. Da jeder dieser Stempel pro Minute 26 Mal auf $0^{m},4872$ Höhe gehoben wurde, so berechnete sich:

die entsprechende Nutzarbeit pro Secunde zu	578,6	Meterkilogr.
hierzu wegen Ueberwindung auftretender Reibungen . .	49,0	„
ferner an Arbeitsverlust zufolge des Anstosses der Welldaumen an die Stempelheblinge	43,7	„
folglich Total:	671,3	Meterkilogr.

Da nun der Wind während der Versuche im Mittel eine Geschwindigkeit $V = 6^{m},5$ besass, die Flügelfläche aber 81,12 Quadratmeter betrug, so erhält man zur Bestimmung des Erfahrungscoefficienten ψ in der Formel $\mathfrak{A} = \psi F V^3$ (S. 459, Note 1) die Gleichung:

$$671{,}3 = \psi\, 81{,}12\, (6{,}5)^3,$$

woraus sich berechnet:

$$K = 0{,}0302,$$

so dass man setzen kann:

$$\mathfrak{A} = 0^{mk}{,}03\, F V^3.$$

Die Geschwindigkeit V des Windes wurde aus der Zeit ermittelt, in welcher leichte, vom Winde getriebene Federn einen geradlinigen Weg von $48^{m},72$ (150 Pariser Fuss) zurücklegten.

$= V$ pro Secunde und der Flügelumlaufzahl $= U$ pro Minute nahezu eine constante Grösse ist, und zwar für Ruthen von der angegebenen Länge und für Metermaasse ungefähr:

$$\frac{V}{U} = 0{,}52 \text{ oder } U = 1{,}92\ V$$ [1]).

In der zweiten Hälfte des vorigen Jahrhunderts scheint man in England

1) Von den Coulomb'schen Versuchen sind es namentlich folgende drei, die bei solchen Windgeschwindigkeiten und unter derartigen Umständen angestellt wurden, dass sie zur Bestimmung gedachter Verhältnisse als maassgebend bezeichnet werden können.

Mit Bezug auf die Seite 458 gewählten Bezeichnungen und wenn mit r die Entfernung der äussersten in 12 Meter von der Drehachse liegende Sprosse der Windflügel bezeichnet, lässt sich zur Uebersicht für Metermaase folgende Zusammenstellung machen:

	V	$r\omega$	$\frac{r\omega}{V}$	ω	$U = \frac{30\,\omega}{\pi}$	$\frac{U}{V}$	$\frac{V}{U}$
	$4^m{,}05$	$9^m{,}420$	2,33	0,758	7,5	1,85	0,54
	$6^m{,}05$	$16^m{,}320$	2,51	1,36	12,97	1,99	0,50
	$9^m{,}10$	$21^m{,}96$	2,41	1,83	17,46	1,92	0,52
Mittelwerthe			2,416			1,92	0,52

Bemerkt zu werden verdient hier noch, dass, bereits vor Maclaurin, Smeaton und Coulomb, die holländischen Mühlenbauer ihre Flügelflächen windschief construirten, u. A. Limperch (nach Buysing, a. a. O. Deel II, Bl. 411) wie folgt:

Nummer der Sprosse, von der Drehachse aus gerechnet .	1.	4.	10.	14.	18.	22.	28.
Winkel mit der Bewegungsebene	25°	27°	22 1/3°	17 2/3°	13°	7 1/3°	— 2 1/2°

Hierbei neigt man jedoch die Sprossen der schmalen Seite des Flügels (welche bei der Umdrehung gewöhnlich vorausgeht) von der Drehachse aus bis nach dem entferntesten Ende hin constant gleich der obersten Sprosse (die am weitesten von der Drehachse absteht), was zur Folge hat, dass der von uns bisher immer mit α bezeichnete Winkel, also in Bezug auf die Tabelle $90 - \alpha$, nicht unmittelbar aus der Tabelle entnommen werden kann. Dass die von der Drehachse am weitesten abstehenden Sprossen sogar eine Neigung nach rückwärts erhalten, hält man des Windes wegen für erforderlich (?), der vom Mühlengebäude zurückgeworfen wird und woraus das Schlottern und Hauen des ausgespannten Segeltuches entstehen soll (!?), welches allerdings für Sprossen und Segeltuch eben so nachtheilig ist, wie für den Effect der Flügel, was sich jedoch auch beseitigen lassen dürfte, wenn man bei zunehmendem Winde die Bespannung der Flügel entsprechend ändern würde.

(wo sich die Eisenerzeugung auszubreiten anfing und Eisenconstructionen bei Maschinen allgemeiner wurden) die sogenannten Thurmmühlen zuerst mit selbstthätigem Dache *f*, Fig. 297a u. 297b, construirt zu haben und mit Anbringung eines sogenannten Steuerflügels *g*, dessen Bewegungsebene normal zur Ebene des eigentlichen Windrades *abc* gerichtet ist. Ebenso kam man auf die Idee,

Fig. 297a.

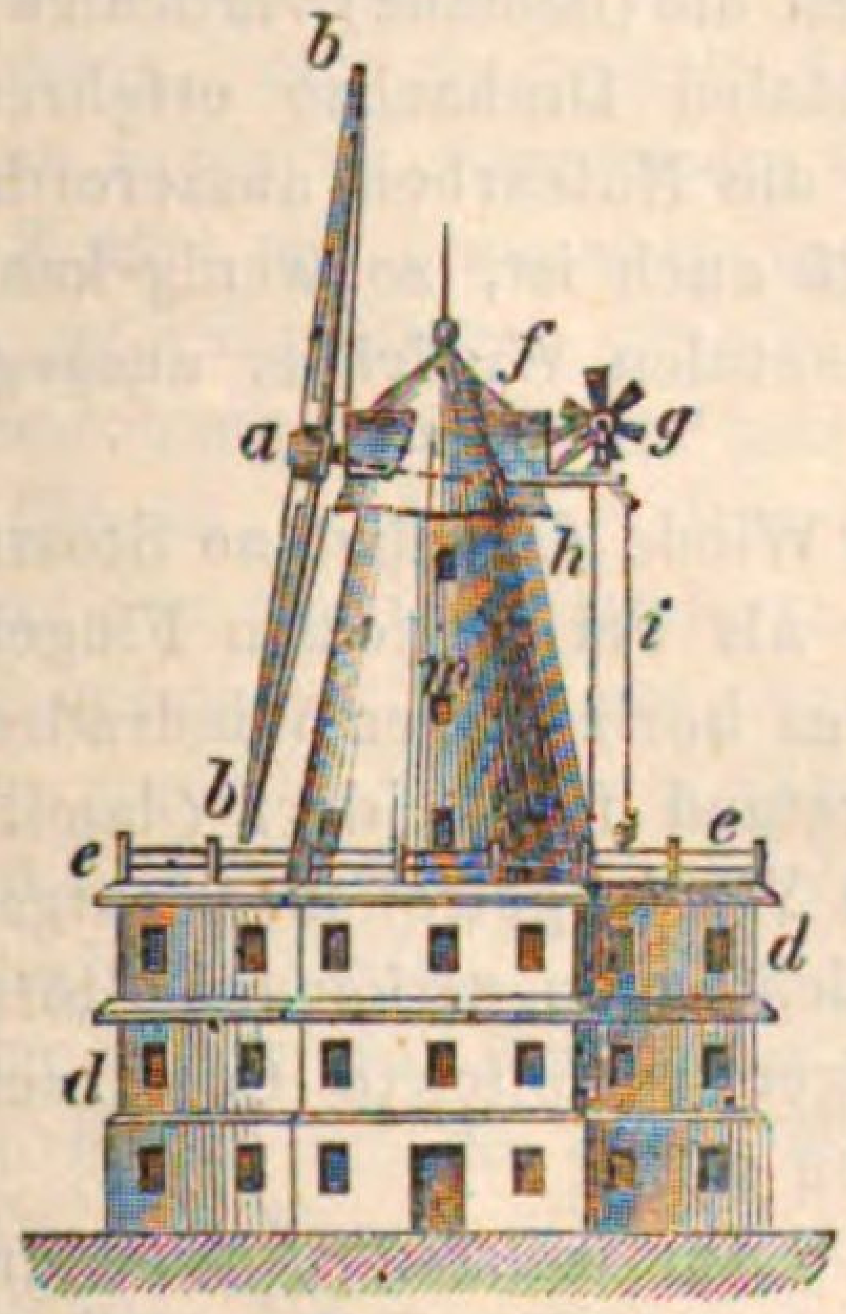
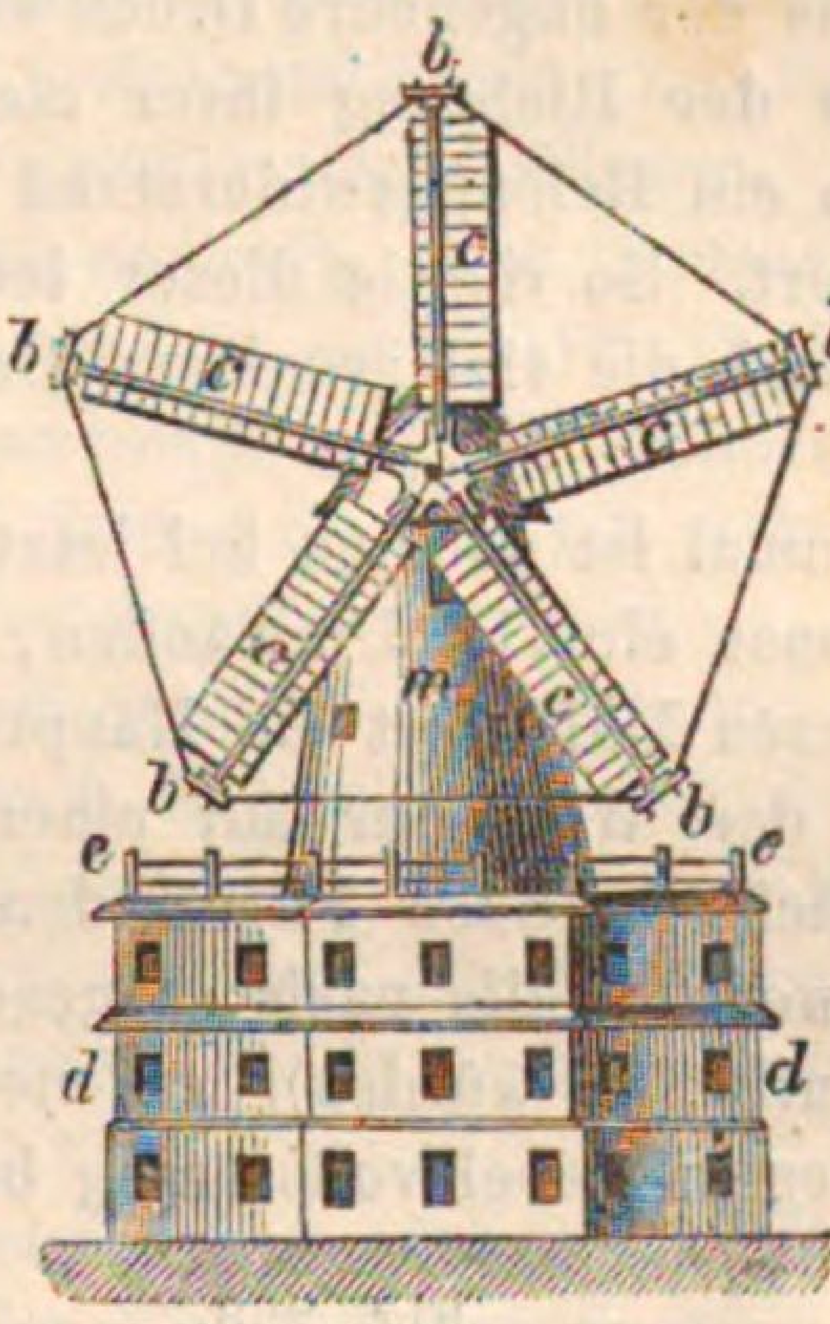


Fig. 297b.



die Zahl der Flügel *bc* (statt der sonst üblichen vier) auf fünf (und mehr), wie in Fig. 297a, zu bringen, was zugleich die Anordnung eiserner sogenannter Armrosetten nöthig machte (ähnlich von der Art, wie wir sie bei den verticalen Wasserrädern kennen lernten) [1]). Ferner bemühte man sich, das Bespannen der Flügel mit Segeltuch oder das mehr oder wenigere Bedecken derselben mit Blechklappen etc. durch entsprechende Mechanismen ausführen zu lassen, denen der Windstoss die erforderliche Bewegkraft mittheilte. Berühmt war damals (1772) die Anordnung des Schotten Meikle (des Erfinders der heutigen Schläger-Dreschmaschinen), welcher die ganze Flügelfläche mit rectangulären, jalousieartigen Klappen versah, die der Wind öffnete und die Kraft vorhandener Federn schloss.

Ein gewisser Bywater brachte (1804) seitlich der Flügel, parallel ihrer Längenrichtung, drehbare Wellen an, mittelst deren sich das Segeltuch nach Erforderniss leicht aufrollen oder abrollen, ausbreiten liess.

Der Ingenieur Cubitt ersetzte bei der Meikle'schen Jalousieanordnung die Federn durch Zahnstangen und Getriebe etc. [2]).

1) Nach Busch, Handbuch der Erfindungen, Theil 8, S. 176, construirte 1780 zu Paris Doinet eine Windmühle mit 8 Flügeln, die sich von selbst nach dem Winde drehte; noch andere wurden von Fleury und Castelli angegeben.

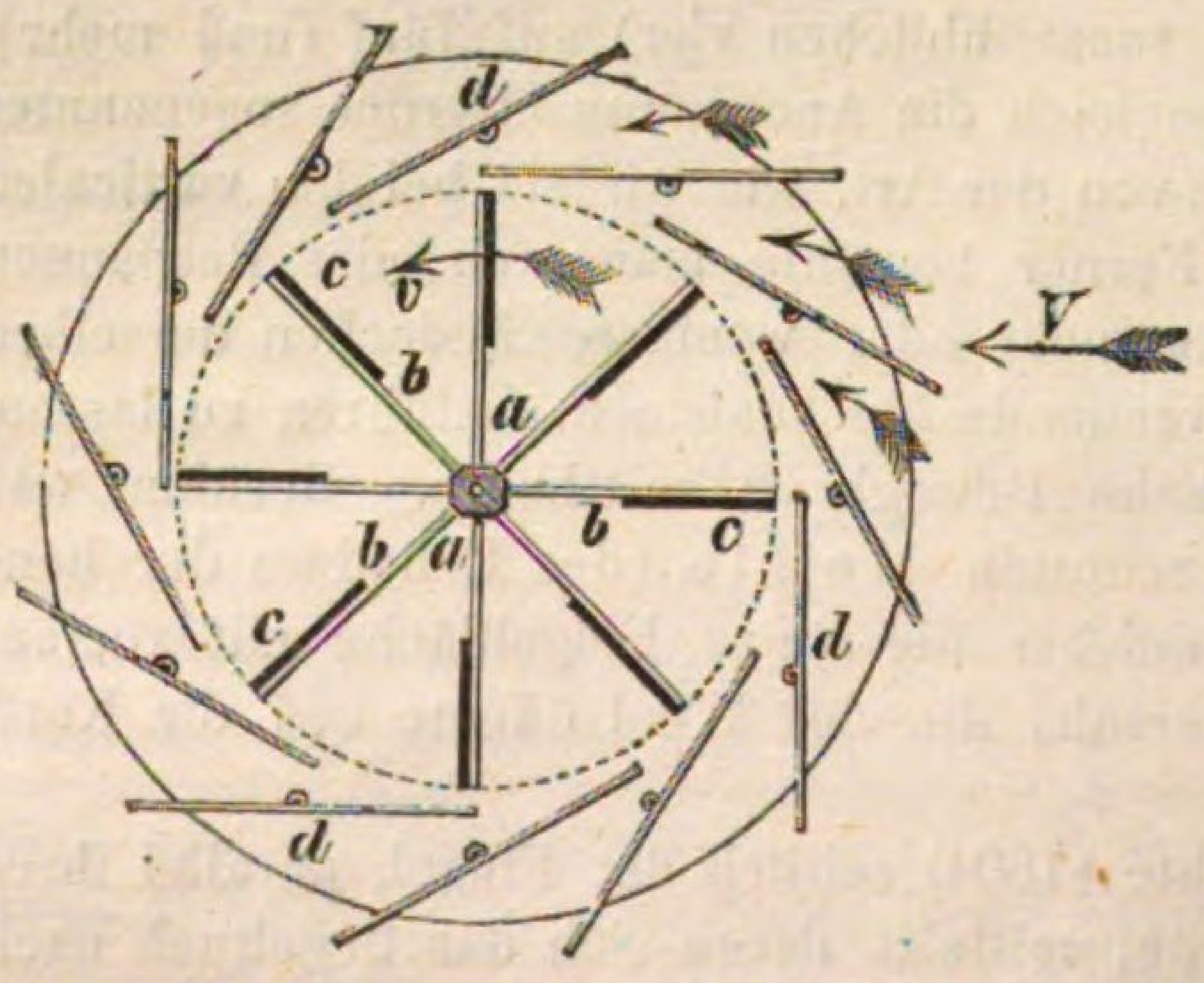
An derselben Stelle wird der Bautzener Anzeiger, Nr. 144, vom Jahre 1791 citirt, worin ein gewisser Sattler eine Windmühle ankündigt, die nie vor den Wind gedreht zu werden braucht und im vollen Gange aus- und eingesegelt werden kann.

2) Ausführliche Beschreibungen dieser Anordnungen finden sich bei Rees (a. a. O. im Artikel „Wind") in Barlow's Treatise on the manufactures and

Als ein Gegenstand besonderer Aufmerksamkeit wurde schon vom Ende des 17. Jahrhunderts an die Construction horizontaler, d. h. solcher Windmühlen betrachtet, wobei die betreffende Welle vertical steht, die Flügel also in horizontalen Ebenen umlaufen. Zweierlei Hauptursachen waren damals schon (wie oft noch heute) die Veranlassung zur Erbauung derartiger Windmühlen. Einmal, dass man sie nicht nach dem Winde zu stellen braucht, und ein anderes Mal, dass der ungeheure Druck wegfällt, welchen die (beinahe) verticalen Windräder in der Richtung ihrer ziemlich horizontalen Drehachse erfahren und wodurch ein Reibungswiderstand entsteht, der die Nutzarbeit ausserordentlich vermindert. So richtig dieser letztere Vorwurf auch ist, so wenig kann derselbe durch die viel grösseren Uebel der horizontalen Windräder ausgeglichen werden.

Einmal ist nämlich bei letzteren die dem Winde dargebotene Stossfläche, unter sonst einerlei Umständen, stets kleiner als bei verticalen Flügeln und ein anderes Mal führt die Hauptbedingung jedes horizontalen Windrades, dass nämlich der Wind nur auf einer Seite Widerstand finden darf (damit nicht die zurückkehrenden Flügel den günstig vom Winde getroffenen entgegenarbeiten, wodurch die nach entgegengesetzten Richtungen wirkenden Stösse einander aufheben würden), auf mehr oder weniger complicirte Constructionen, wenn diesem Uebel vollständig begegnet werden soll.

Fig. 298.



Am meisten Anwendung hat immer noch ein System gefunden, das schon in dem Recueil des machines von 1699, Tom. I, Nr. 31, unter der Aufschrift: „horizontale Windmühle auf polnische Art eingerichtet,“ beschrieben und abgebildet wird, und wovon sich in der Maschinen-Modellsammlung der polytechnischen Schule in Hannover ein Modell (nach einer viel späteren Ausführung) vorfindet, dessen Horizontalansicht Fig. 298 skizzirt ist[1]). Die vertical stehende Welle des Windrades ist mit *a* bezeichnet, während die Buchstaben *b* und *c* beziehungsweise dessen Arme und ebene Flügel erkennen lassen. Unbewegliche,

machinery of Great-Britain, §. 105, und zwar mit vollständigen Zeichnungen (Pl. VIII) begleitet. Später folgen ähnliche Ausführungen hannoverscher Windmühlen, worauf hier im Voraus aufmerksam gemacht werden mag.

1) Dem Verfasser liegt als Quelle ein (ohne Datum) wahrscheinlich am Anfange des vorigen Jahrhunderts von Veit Henning in Nürnberg erschienenes Werk vor, welches den Titel trägt: Sammlung nützlicher Maschinen und Instrumente, dessen Stoff fast ausschliesslich aus dem französischen Werke: Recueil des machines approuvées etc., 1699 etc., genommen ist. Die gedachte Horizontal-Windmühle befindet sich daselbst im zweiten Zehnt, Nr. 18 u. 19.

schräg aber ebenfalls vertical stehende Holzwände *d* bilden Leitflächen oder Windfänge für die (beispielsweise) in der Richtung des Pfeiles *V* herbeiströmende Luft.

Dieselbe Construction, nur mit stellbaren Windfängen, wurde in grösstem Maassstabe vom Capitain Hooker bei einer Windmühle in Margate und bei einer anderen in Battersea in Ausführung gebracht, wovon sich schöne Zeichnungen bei Rees (Artikel „Horizontal-wind-mills") vorfinden. Eine ähnliche Einrichtung, nur dass statt der Windfänge selbstregulirende, mit Leinwand bezogene Schieber angewandt sind, hat Borgnis[1]) vorgeschlagen. Andere haben Flügel mit joulousieartigen Klappen construirt[2]), noch Andere kegelförmig geformte Flügel (Panémone, auch Panémores genannt)[3]), welche bei der Umdrehung dem Winde bald die hohle (concave), bald die erhabene (convexe) Fläche, und zwar derartig darbieten, dass das Rad nur zufolge der Differenz der einen und anderen Wirkungsweise umgetrieben wird.

Erwähnt werden muss noch ferner, der sinnreichen Idee wegen, die Anordnung eines Engländers Jackson, der durch eine wohl ausgedachte Combination von Zahnrädern eine derartige Verdrehung der einzelnen Windflügel während ihres Umlaufs bewirkt, dass dieselben an zwei diametral gegenüberliegenden Orten der Kreisbahn dem ankommenden Winde beziehungsweise die schmale Kante und die ganze Fläche darbieten[4]).

Mit dem Namen Windturbinen bezeichnet man neuerdings Windräder mit verticaler Achse, welche im Allgemeinen der Fig. 298 dargestellten Anordnung gleichen und nur dahin verbessert sind, dass man die Stossverluste beim Eintritte des Windes in das Rad und die bessere Wirkung des Windes in letzterem durch Constructionen in der Weise herabzuziehen sich bemüht, wie das bei den vom Wasser betriebenen Turbinen der Fall ist.

Die erste derartige Windturbine (Fig. 299 u. 300) entwarf, nach Wissen des Verfassers, zuerst 1862 der damalige Landbauconducteur Wolf in Hannover[5]) und überzeugte sich dieser Ingenieur, auch durch Versuche mit angefertigten Modellen, von der zufriedenstellenden Wirksamkeit derartiger Windräder. Insbesondere

1) Traité complet de mécanique, „Composition des machines," P. 181, Pl. XII (Moulin à girouette).

2) Grosse „horizontale Windmühlenräder mit Thüren oder Flügeln, die sich selbst auf- und zumachen," befinden sich abgebildet und beschrieben in Leupold's Theatrum machinarum, §. 321 u. 326, Taf. 45 bis 47.

3) Panémone, fehlerhafte Zusammensetzung von πᾶν, jeder, ganz, und ἄνεμος, Wind. Abbildungen derartiger Flügel giebt Christian in seinem Traité de mécanique industrielle, Pl. 13. Eine noch andere Gattung dieser Panémonen von Avit findet sich beschrieben und abgebildet im Bulletin d'encouragement, 26e Année, P. 436, und daraus in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 87, Jahrg. 1843, S. 334.

Ganz ausführliche Literatur über horizontale Windräder (Windräder überhaupt) findet sich in Schubarth's Repertorium der technischen Literatur, Berlin 1856, S. 100 etc., Artikel „Windmühle".

4) Repertory of arts, Tom. 8, 1806. Daraus in Navier's Résumé des leçons, trois. Partie, §. 147, Pl. IV, Fig. 60.

5) Zeitschrift des Hannov. Arch.- u. Ing.-Vereins, Bd. VIII (1862), S. 159.

gelangte Wolf zu dem bestimmten Resultate, dass bei einer (mittleren) Geschwindigkeit des Windes von 25 Fuss (7,30 Meter) pro Secunde und bei 20 Fuss (5,84 Meter) Raddurchmesser, so wie bei 12 Fuss (3,60 Meter) Höhe, eine Nutzarbeit von bestimmt 5 bis 6 Maschinenpferden entwickelt werden würde, vorausgesetzt überdies, dass die Turbine mit einem Leitschaufelkranze von $3^1/_2$ Fuss (1 Meter) Breite und von gleicher Höhe wie das Windrad, versehen würde.

Fig. 299.

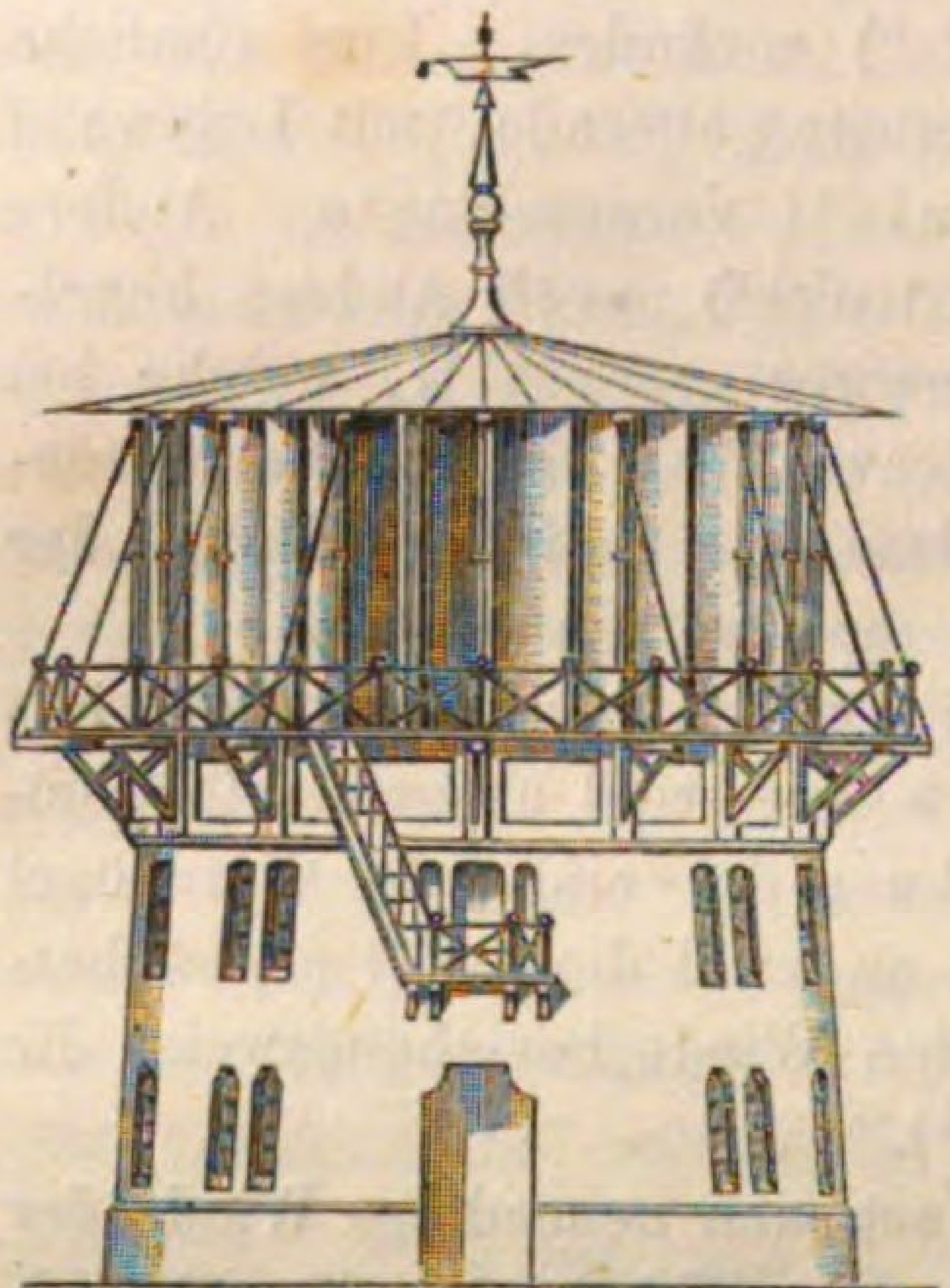
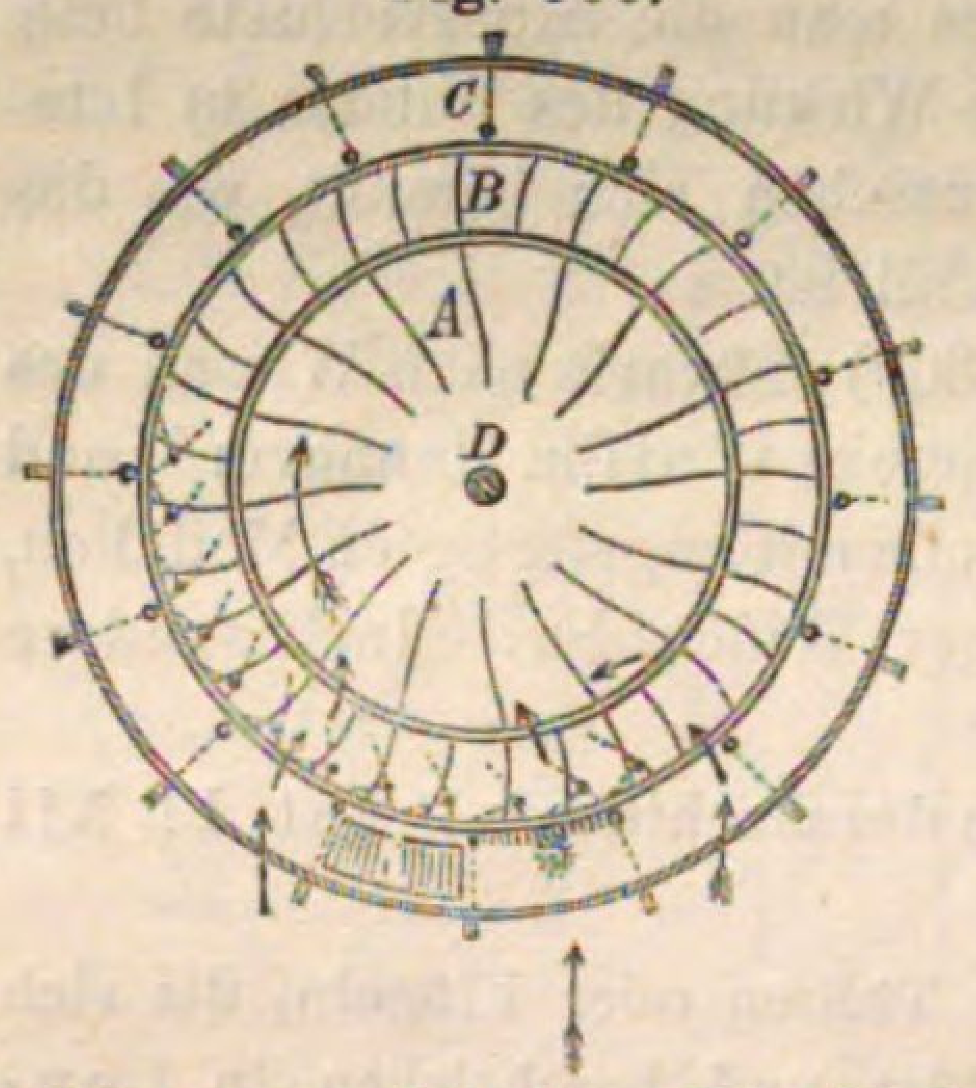


Fig. 300.



In Fig. 300 bezeichnet *A* das (eigentliche) um die Welle *D* drehbare Windrad, *B* den Leitschaufel-Apparat und *C* das umgebende Gehäuse. Die Leitschaufeln machte Wolf durch Winkelhebel, Zahnbogen und Getriebe verstellbar.

In grösserem Maassstabe und zwar in Dimensionen ausgeführt, die mit denen ziemlich übereinstimmen, womit Wolf später eine solche Windturbine zu construiren beabsichtigte, findet sich dieser Motor auf dem Grundstücke des Zimmermeisters Förster in Risa (an der Elbe zwischen Leipzig und Dresden) noch gegenwärtig und zwar zur Zufriedenheit des Besitzers im Betriebe [1]). Der Durchmesser der Förster'schen Windturbine beträgt 5,17 Meter, ihre Höhe 3,11 Meter. Die Zahl der verstellbaren Leitcurven ist 8, die der gekrümmten Radschaufeln 6. Bei 10 Umläufen pro Minute treibt dieser Motor eine Kreissäge, womit 8 Centimeter dicke Bohlen mit Leichtigkeit geschnitten werden. Behauptet wird, dass das Rad, wenn guter Wind weht, 20 Umläufe pro Minute beim Leergange mache und unter den besten Umständen eine Nutzarbeit von 6 Maschinenpferdekräften entwickele. Die Erfahrung dürfte lehren, ob diese Förster'sche Windturbine viel Nachfolger haben wird. Im Allgemeinen bleibt der Verfasser bei dem vorher (S. 466) ausgesprochenen Urtheile über horizontale Windräder.

In der neuesten Zeit hat die Theorie der Windräder wesentliche Fortschritte deshalb nicht gemacht, weil das vorhandene Material zur Begründung derselben (vornämlich ob der Windstoss der Fläche direct und dem Quadrate der relativen Geschwindigkeit proportional ist oder nicht) kein besseres geworden ist.

Hervorgehoben zu werden verdient dennoch vor Allem eine betreffende Arbeit des vortrefflichen Coriolis [2]), der die Euler'schen Formeln bei

1) Deutsche (Berliner) Bauzeitung, Jahrg. 1872, S. 387 und Jahrg. 1873, S. 45.

2) Du calcul de l'effet des machines, Paris 1829, §. 124 etc.

Weitem rationeller ableitete und besonders darauf Rücksicht nahm, dass hinter jedem in Bewegung befindlichen Flügel ein luftverdünnter Raum und demzufolge eine gewisse Vergrösserung der Stosskraft des Windes gegen denselben entsteht[1]). Ausserdem suchte Coriolis für die Praxis brauchbare Formeln zu bilden (was Euler auch nicht gethan), wozu ihm allerdings die Versuche Coulomb's zu Statten kamen.

Noch allgemeiner wie Coriolis behandelte Weisbach[2]) die Theorie der Windräder, indem er nicht rectanguläre, sondern Paralleltrapezflächen in Rechnung brachte, sowie endlich auch der jüngsten Bemühungen Laclonge's Erwähnung geschehen kann, der aus Formeln von Hutton und Duchemin, über Stoss und Widerstand der Luft, mit gleichzeitiger Benutzung der Coulomb'schen Versuche (leider noch immer die einzig brauchbaren, obwohl der Experimentator bereits über ein halbes Jahrhundert todt ist) mehr Anhaltpunkte für gewisse praktische Fälle (namentlich über Windräder mit veränderlicher Flügelfläche) zu gewinnen suchte, als sämmtliche Vorgänger, was freilich, der Natur der Sache nach, nicht als gelungen betrachtet werden kann[3]).

Unter den jüngeren praktischen Verbesserungen, welche man mit Windrädern (namentlich in Bezug auf sich selbst regulirende Flügel) vorgenommen hat[4]), dürften die des Maschinendirectors Kirchweger in Hannover[5]) vor Allem Erwähnung verdienen, der bereits vor 1848 schwach ausgehöhlte Flügel aus Eisenblech construirt und so angeordnet hat, dass sie stets gegen die Richtung des Windes von selbst eine Stellung annehmen, welche die auf den Flügel übertragene bewegende Arbeit möglichst constant macht. Später folgt eine Abbildung und Beschreibung dieser Kirchweger'schen Windmühlen[6]).

1) Vor Coriolis (1826) hat Burg (Wiener Jahrbuch, Bd. 8, S. 102) schon auf die Luftverdünnung hinter dem sich drehenden Flügel bei der Entwickelung einer Windradtheorie Bedacht genommen, indessen gelang es ihm nicht, die Sache für die Praxis brauchbar zu machen.

2) Handbuch der Bergmaschinenmechanik, Bd. 2, Leipzig 1836.

3) Le génie industriel, Octobre et Novembre 1856, und daraus im Polytechnischen Centralblatt, Jahrg. 1857, S. 635, und weiter in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1857, S. 194.

4) Hierher gehört u. a. Berton's Volée à planches mobiles. Jeder der vier rectangulairen Flügel des Windrades bildet ein Parallelogramm aus 14 Holzplatten von 1 Centimeter Dicke, 25 Centimeter Breite und 8 Meter Länge, welche fächerartig beweglich gemacht sind, so dass die Stossfläche vergrössert und verkleinert werden kann, wozu eine entsprechende Verschiebung durch Zahnstangen und Räderwerk, von der Drehachse ausgehend, angeordnet ist. Armengaud, Publ. industr., Tom. 8, P. 191, Pl. 13.

5) Die Eisenbahnen im Königreich Hannover, von Funk und Debo, Wien 1852, S. 71, Artikel „Wasserstationen".

6) Beachtenswerthe (neuere) Anordnungen verschiedener verticaler und horizontaler Windräder, insbesondere zum Fördern kleiner Wassermengen mittelst Wurfräder, Pumpen etc. für landwirthschaftliche, Verkehrs- und andere Zwecke finden sich in nachbenannten mit Abbildungen begleiteten Quellen:

a) Windmühle und Wurfrad zu Entwässerungen in den Weichselniederungen, Erbkam's Zeitschrift für Baukunst, Bd. IX, 1859, S. 81.

Hiermit schliessen wir zugleich die geschichtliche Einleitung über Maschinen, welche durch Wind in Bewegung gesetzt werden, die ausser der Uebersicht auch dazu gedient haben wird, die Eintheilung der noch specieller zu besprechenden Windmühlen in deutsche oder Bockmühlen und in holländische oder Thurmmühlen festzustellen.

Zweites Capitel.

Die Bockwindmühle [1]).

§. 88.

Eine gute Bockmühlenanordnung zeigt Fig. 301 im Verticaldurchschnitte und in $1/_{200}$ wahrer Grösse gezeichnet, während Fig. 302 den sogenannten Bockstuhl von oben gesehen darstellt und Fig. 303 im Horizontaldurchschnitt des Gebäudes nach der Linie *mgm* von Fig. 301 genommen ist, wobei man jedoch nur die Kenntnissnahme der betreffenden Balkenlage des ersten Fussbodens im Auge gehabt hat.

Als Tragkörper des ganzen Mühlengebäudes dient ein kräftiger Eichenholzständer *b*, der Hausbaum genannt, von mindestens 0,6 Meter (2 Fuss) Seitenlänge seines quadratischen Querschnittes.

Derselbe ist unten in dem Kranz-Schwellenwerke *a* befestigt und nach oben hin durch grosse Bänder *d* und kleine Bänder *e* verstrebt, sowie von dem sogenannten Sattel *c* (Fig. 302 besonders sichtbar) umschlossen.

Auf dem Sattel liegen weiter die beiden Fugbalken *g*, welche die Basis des Mühlengebäudes bilden und worauf man das Fussgebälke *k* mit dem

b) Grandvoinnet, „Étude des divers dispositions des moteurs a vent" in Lacroix' „Études sur l'Exposition de 1867." 8e Serie, P. 404 etc. (Interessante Uebersicht sämmtlicher Windräder der Pariser Weltausstellung von 1867.)

c) Windmühlen für Wasserstationen der „Union-Pacific-Eisenbahn", Fölsch, „Die Pacific-Eisenbahn von Omaha nach San Francisco." Zeitschrift des österr. Architekten- und Ingenieurvereins, Jahrg. 1872, S. 43.

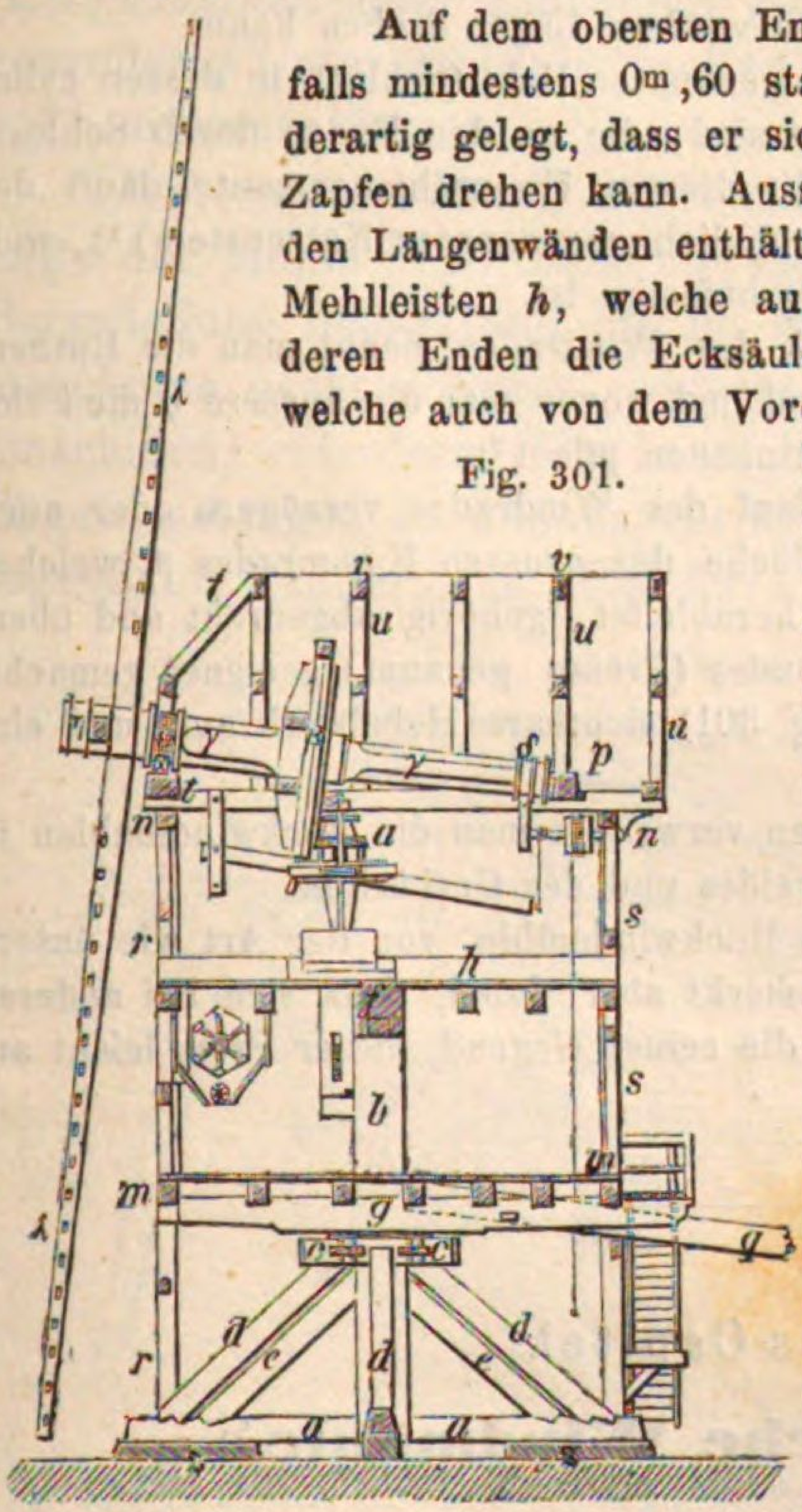
d) Dietz, Improved Wind Wheel and Water Elevator. Scientific. American vom 27. Juni 1874, P. 403.

1) Hofmann, Die gebräuchlichsten Maschinen, Berlin 1831, erstes Heft: „Bockwindmühle". — Schwahn, Lehrbuch der praktischen Mühlenbaukunde, Berlin 1850, vierte Abtheilung, S. 46.

Endbalken *m* kämmt. Zwischen den Fugbalken ist zugleich der zum Drehen des Mühlgebäudes erforderliche Sturz oder Sterdt *q* angebracht.

Auf dem obersten Ende des Hausbaumes *b* ist ein ebenfalls mindestens 0m,60 starker Balken *f*, der Mehlbalken, derartig gelegt, dass er sich daselbst um einen zu *b* gehörigen Zapfen drehen kann. Ausser gewöhnlichen Verbandhölzern in den Längenwänden enthält das Mühlgebäude die sogenannten Mehlleisten *h*, welche auf den Mehlbalken gekämmt und in deren Enden die Ecksäulen *i* (Fig. 303) gezapft sind, und welche auch von dem Vorder- und Hinterbalken *m* des Fussbodengebälkes mit getragen werden und eigentlich das Hauptstielwerk des Mühlengebäudes bilden. Zur entsprechenden Festigkeit des Gebäudes dienen dann noch besonders in der Vorder- und Hinterwand angebrachte Spannriegel *n* (Fig. 301).

Fig. 301.



Auf den oberen Enden der Ecksäulen *i* liegt endlich an jeder Seite ein Balken (die Rähme genannt) und auf diesen wieder der grosse oder vordere Wellbalken *t*, der kleine oder hintere Wellbalken *p*, sowie der hintere Giebelbalken *u* des Mühlendaches *v*.

Bemerkt zu werden verdient noch, dass man die den Windflügeln $\lambda\eta$ zugekehrte Wand *r r* des Gebäudes die Vorder-, Sturm- oder Windwand, die gegenüberliegende *s s* aber die

Fig. 302

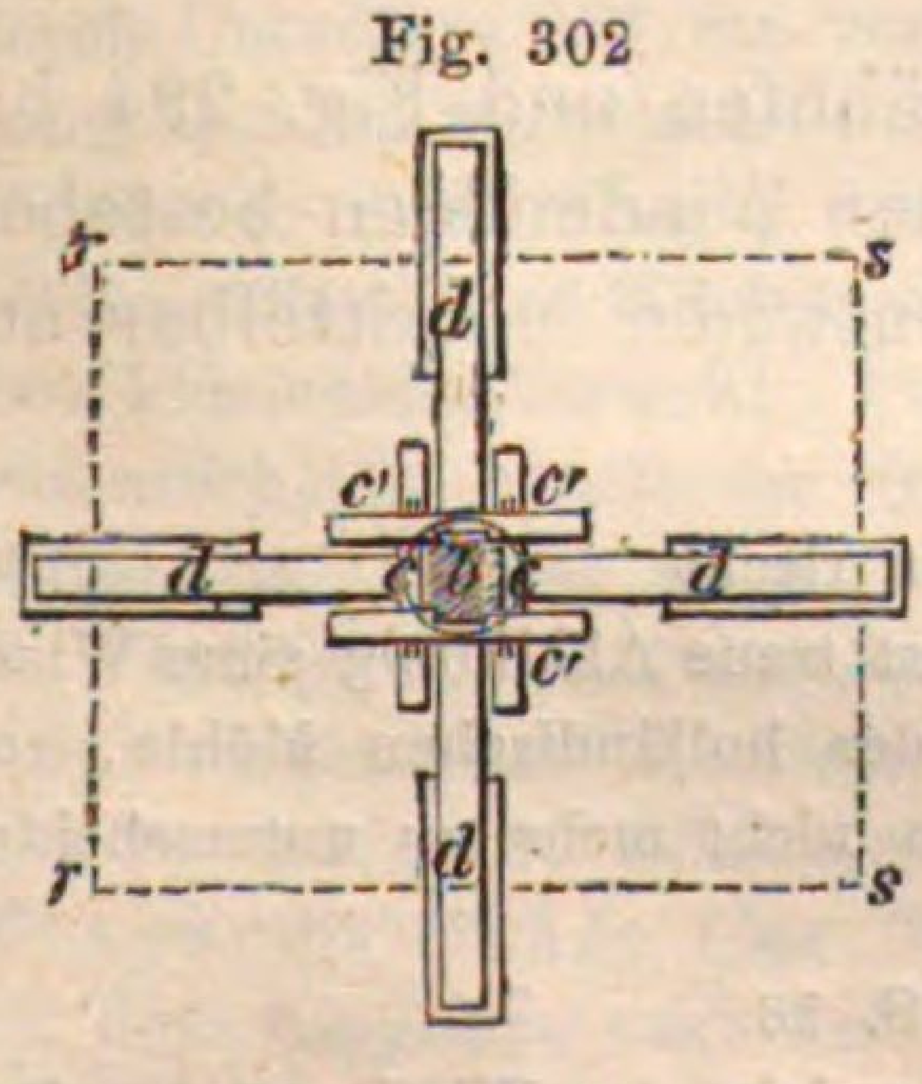
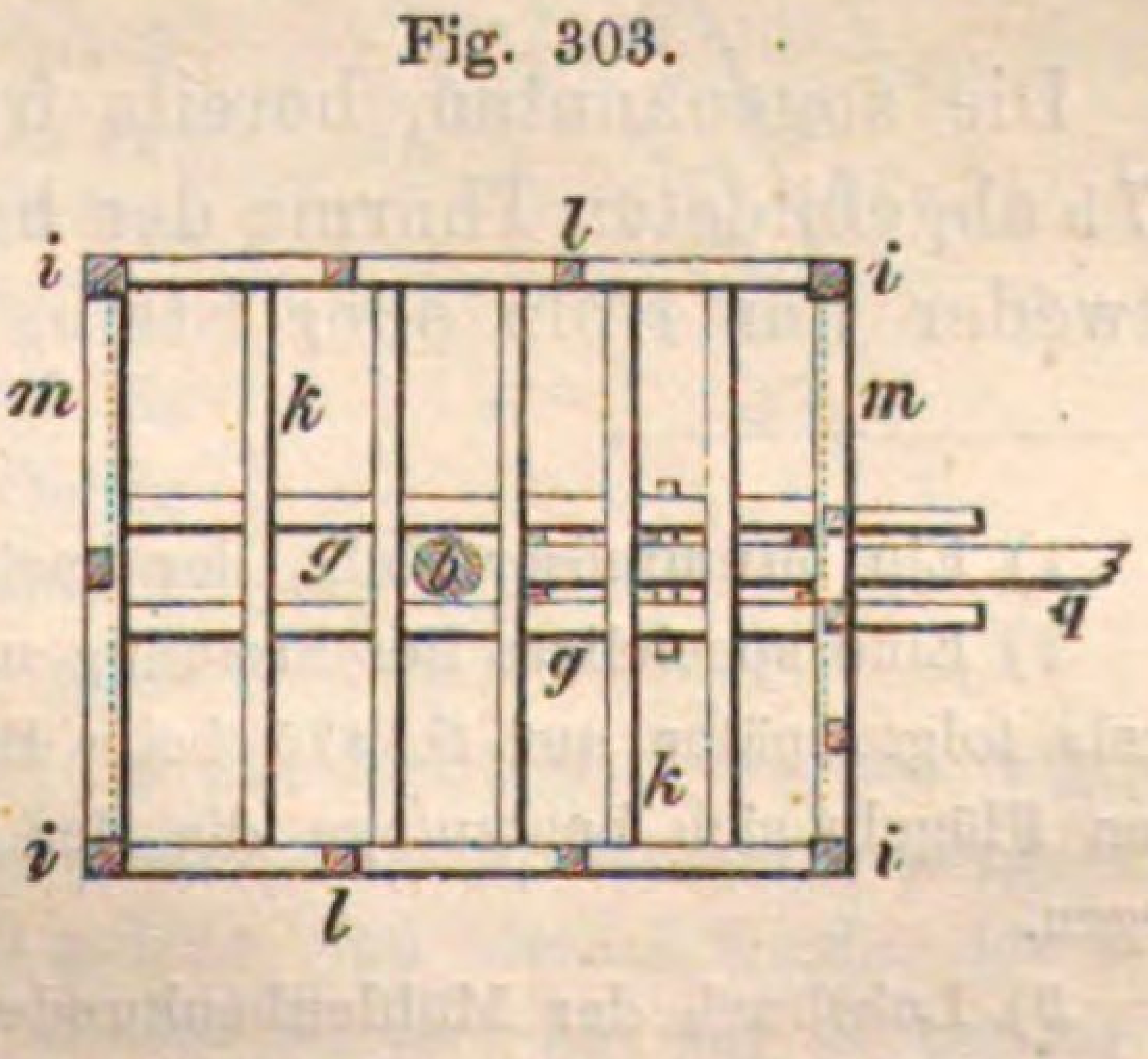


Fig. 303.



Hinterwand nennt. Um den Schwerpunkt aller Theile der Mühle so viel als möglich in die Achse des Hausbaumes *b* zu bekommen, steht diese nicht in der geometrischen Mitte der Fig. 301, sondern ist etwa $^4/_9$ von der Sturmwand und $^5/_9$ von der Hinterwand entfernt. An letzterer ist auch ausserhalb eine erforderliche Holztreppe befestigt.

Die Windradwelle γ hat hinten einen sogenannten Blattzapfen, den man wohl auch mit einer Art Ueberwurf versieht, damit der Wind unter Umständen die Welle nicht aufheben und um das vordere Lager drehen kann.

Der vordere Zapfen ε ist ein sogenannter Hals (Schlot), in dessen cylindrischen Mantel Eisenschienen gelegt sind, die an den Enden durch Schlossringe zusammengehalten werden. Mit diesem Eisenschienenmantel läuft der Hals in einem Lager aus Stein (gewöhnlich sogenannter Katzenstein)[1]), welches im grossen Wellbalken t gehörig befestigt ist.

Die zusammengehörigen Arme λ des Windrades nennt man die Ruthen, deren zwei in Fig. 301 vorhanden sind und wovon man die äussere η die Feldruthe, die innere λ die Hausruthe zu nennen pflegt[2]).

Um nach Umständen den Umlauf des Windrades verzögern oder auch verhindern zu können, ist die Stirnfläche des grossen Kammrades β, welches die Bewegung nach dem Mühlsteine herableitet, gehörig abgedreht und überhaupt zur Aufnahme eines Bremsbandes (Presse genannt) geeignet gemacht, welches durch in der Abbildung (Fig. 301) sichtbares Hebelwerk aus- und eingerückt werden kann.

Des beschränkten Raumes wegen verwendet man die Bockwindmühlen in der Regel nur zum Mahlen des Getreides und der Gerberlohe.

Schwahn[3]) veranschlagt eine Bockwindmühle, von der Art wie unsere Abbildung zeigt, zu 1660 Thlr., bemerkt aber dabei, dass sich bei anderen Holzpreisen und Arbeitslöhnen, als die seiner Gegend, dieser Preis leicht auf 2000 Thlr. steigern könne[4]).

Drittes Capitel.

Die holländische Windmühle[5]).

§. 89.

Die sogenannten, bereits früher erwähnten und Fig. 294 bis 297b abgebildeten Thürme der holländischen Windmühlen bestehen entweder aus Holz oder Stein, stehen entweder unmittelbar auf

1) Ein bituminöser Kalk, der nach Katzenurin riecht.

2) Eine speciellere Beschreibung und möglichst treue Abbildung eines Windflügels folgt später auf S. 475 beim Besprechen der holländischen Mühle, von deren Flügeln sich heutzutage die der Bockmühlen nicht mehr zu unterscheiden pflegen.

3) Lehrbuch der Mühlenbaukunde, Anhang, S. 28.

4) Die Berechnung der Anzahl Pferdekräfte, welche der Wind auf das Rad einer Bockmühle überträgt, geschieht so, wie nachher bei der holländischen Mühle gezeigt werden wird.

5) Ausser den bereits citirten Quellen (Hoffmann, Neue Folge, Potsdam 1840, und Schwahn) sind hier noch anzuführen: Johannes van Zyl, Groot all-

(bloss gehörig fundamentirtem) Erdboden, wie Fig. 294 und 295 (Bergholländer oder Eulenkopf genannt), oder werden auf einen besonderen Unterbau (Substruction) gesetzt, wie die Fig. 297 a und 297 b erkennen lassen.

Letztere Anordnung wählt man gewöhnlich dann, wenn die Lage der Mühle in Hinsicht auf die Umgebung eine entsprechende Hochstellung bedarf und die im Innern zu betreibenden Arbeitsmaschinen grossen Raum, namentlich viel Höhe (wie u. a. Sägemaschinen) erfordern. Um in solchen Fällen bequem zu den Windflügeln gelangen zu können, bringt man auf dem Hochbaue eine sogenannte Gallerie an (Fig. 297 a und 297 b mit *e* bezeichnet).

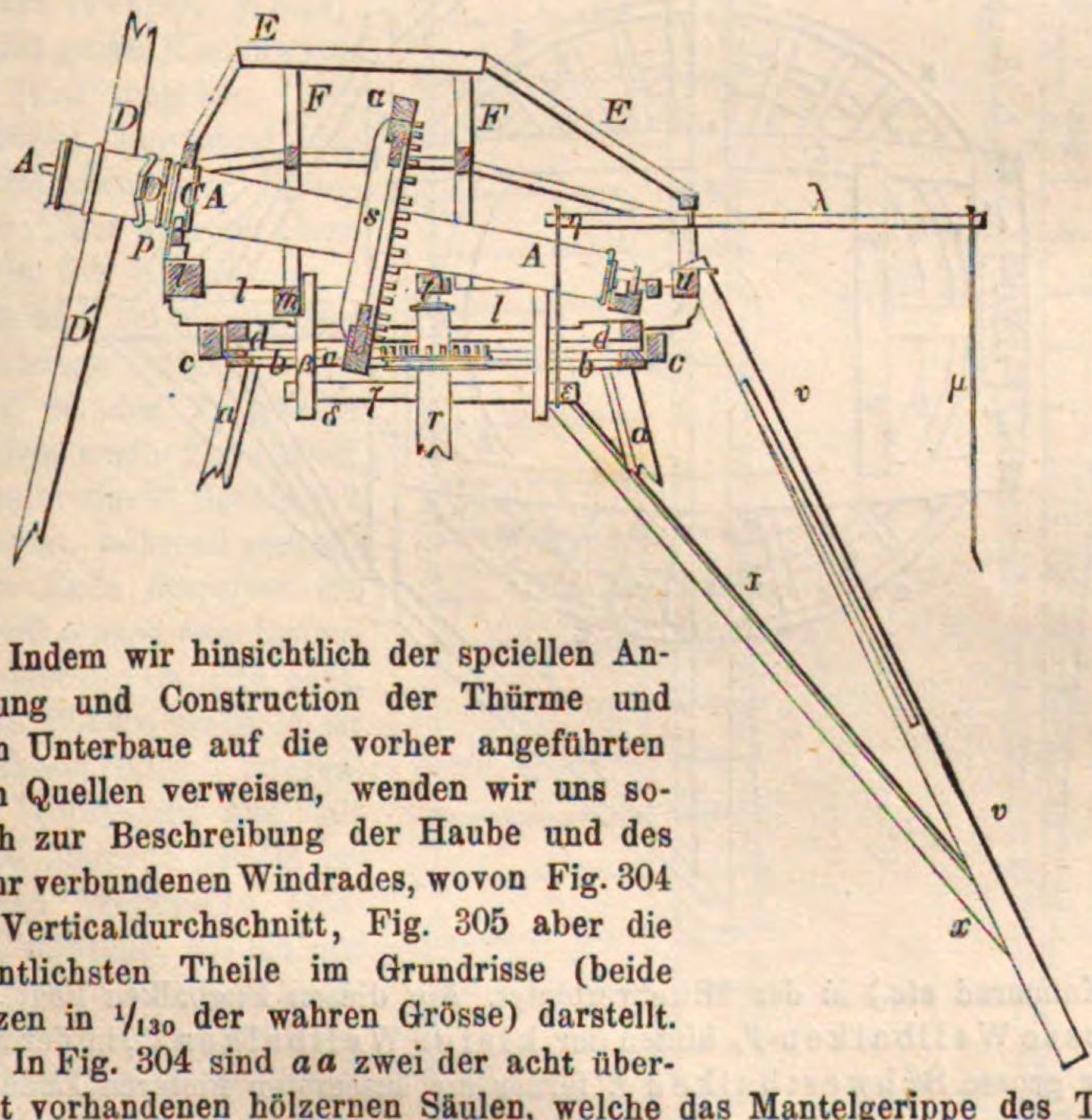


Fig. 304.

Indem wir hinsichtlich der speciellen Anordnung und Construction der Thürme und deren Unterbaue auf die vorher angeführten guten Quellen verweisen, wenden wir uns sogleich zur Beschreibung der Haube und des mit ihr verbundenen Windrades, wovon Fig. 304 den Verticaldurchschnitt, Fig. 305 aber die wesentlichsten Theile im Grundrisse (beide Skizzen in $^1/_{130}$ der wahren Grösse) darstellt.

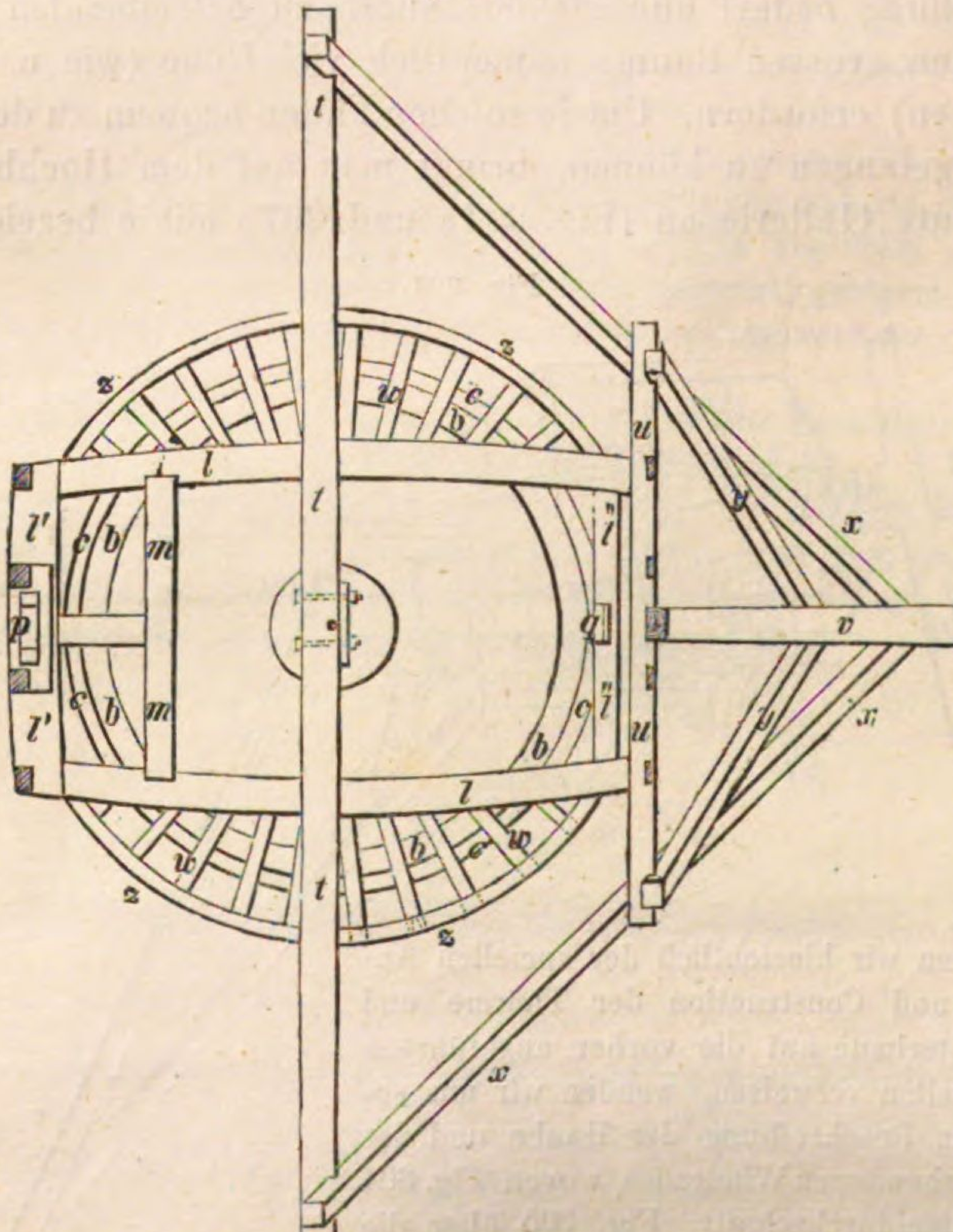
In Fig. 304 sind *aa* zwei der acht überhaupt vorhandenen hölzernen Säulen, welche das Mantelgerippe des Thurmes bilden. Auf diese Ecksäulen ist ein auswendig runder, inwendig achteckiger Kranz, die Sohle (das Tafelment) *b* gelegt und hierauf wieder der Flur mit dem Kiepringe oder der Kiepe *c*, welche letztere mit zur Sicherung der

gemeen moolen-bock, Amsterdam 1761. — Rothe, Beiträge zur Maschinenkunde, Potsdam 1830. — Le Blanc, Recueil des machines, Part. II, Pl. 13. — Armengaud, Publication industrielle, Tom. VIII, Pl. 13.

Haube vor dem Herunterschieben dient. *d* ist der sogenannte Oberring, welcher mit gehörig breiten Streichklötzen aus hartem Holze versehen ist, womit er auf der Flur gleitet.

Der Oberring *d* bildet ein mit zwei Fugbalken *l* (im Grundrisse Fig. 305 beide sichtbar) die Basis der Haube *EF.* Gewöhnlich nimmt man die Fugbalken etwas krumm, wodurch man sicheres Aufliegen mit mehr Platz (für das

Fig. 305.



grosse Kammrad etc.) in der Mitte vereinigt. Auf diesen Fugbalken liegt vorn der grosse Wellbalken *l'*, hinten der kleine Wellbalken *l''*, in der Mitte aber der grosse Schwertbalken *t*, ferner am äussersten hinteren Ende der kleine Schwertbalken *u* und endlich nach vorn hin noch ein Riegel *m*. Der grosse und kleine Schwertbalken bilden das Grundwerk zur Drehvorrichtung der Haube.

Zu beiden Seiten der Fugbalken *l* liegen (Fig. 305) die kleinen Stichbalken *w* und auf diesen zuletzt der Spannring *z*, auf welchen das Dachgespärre *FE* der Haube gesetzt ist.

Der Balken *v*, an dessen unterem Ende man anfassen muss, um die Drehung der Haube und mit ihr die des Windrades zu bewirken, heisst hier ebenfalls Sturz, oder auch Sterdt. Derselbe ist (wie besonders aus Fig. 305 er-

hellt) mit dem grossen und kleinen Schwertbalken (beziehungsweise t und u) durch die grossen Schwerter $x\,x$ und durch die kleinen $y\,y$ zu einem derartig festen Ganzen verbunden, dass die Stellung der Haube mit gehöriger Sicherheit bewirkt werden hann.

Die bereits bei der Bockmühle erwähnte Bremse (Presse) besteht hier aus Krümmlingen einer weichen Holzart (Pappel, Weide), die das grosse Kammrad an der Stirn umgeben. Zur gehörigen Bewegung der Bremse dient der Pressbaum γ, der sich um einen Bolzen des Hängearmes β dreht und bei δ mit dem Bremsringe verbunden ist. Bei ε ist der Pressbaum mit dem einen Ende eines doppelarmigen Hebels $\eta\,\lambda$ vereinigt, während vom anderen Ende desselben ein Zugseil μ nach dem Erdboden oder der Gallerie geht.

Die Windradwelle A ist mit ihrem Halse C im grossen Wellbalken und mit ihrem hinteren Zapfen im kleinen Wellbalken gelagert, während, wie bei der Bockmühle, Haus- und Feldruthe DD' ausserhalb durch den Kopf der Welle A gesteckt und darin gehörig befestigt sind.

Die Gestalt und Anordnung der Ruthen nebst den erforderlichen Sprossen zur Bildung der eigentlichen Flügelfläche erhellt am besten aus den in grösserem Maassstabe gezeichneten

Fig. 306.

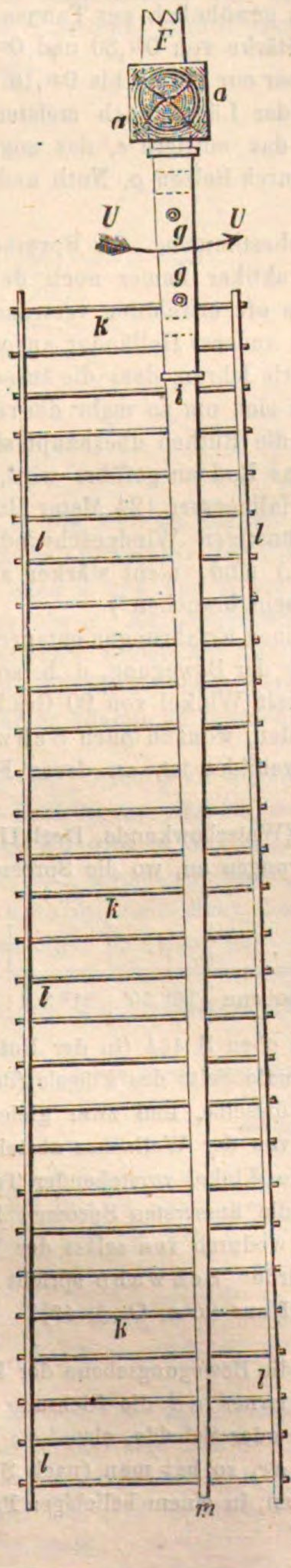


Fig. 307.



Fig. 306 und 307, wobei zugleich die Stellung derselben gegen die Richtung des ankommenden Windes durch Pfeile *W* hervorgehoben ist.

Die Ruthen bestehen gewöhnlich aus Tannen- oder Kiefernholz und haben an der Wellstelle *d* eine Stärke von $0^m,30$ und $0^m,32$ (bei 24^m bis 25^m Länge), am äussersten Ende *m* aber nur $0^m,15$ bis $0^m,16$. Um immer passendes Holz zu finden, setzt man sie der Länge nach meistentheils aus mehreren Stücken zusammen, von welchen das mittlere *e*, das sogenannte Bruststück, mit den Enden oder Spitzen *fm* durch Bolzen *g*, Nuth und Federn *h* und Eisenbänder *i* verbunden ist.

Was nun die Lagenbestimmung der Sprossen *k* des Windrades betrifft, so folgen gewöhnliche Praktiker immer noch den Erfahrungsregeln gewisser Holländer [1]), während die oft erwähnten vertrauenswerthen Coulomb'schen Versuche, an Windrädern anderer Holländer angestellt, in hinlänglicher Uebereinstimmung mit der Theorie lehren, dass die äussersten, von der Achse entferntesten Sprossen allerdings sich um so mehr der rechtwinkligen Lage zur Ruthe nähern müssen, je länger die Ruthen überhaupt sind, und je stärker der Wind an der Stelle bläst, wo das Rad ausgeführt wird, dass sie jedoch bei Flügeln von nicht über 12 Meter Halbmesser (24 Meter Ruthenlänge, reichlich 82 Fuss hannov.) und wenn die günstigen Windgeschwindigkeiten im Mittel etwa 6,5 Meter (22¼ Fuss hannov.) sind, nicht stärker als 84 bis 85 Grad gegen die Windrichtung geneigt zu sein brauchen [2]).

Schwahn glaubt seinen Erfahrungen entsprechend [3]) die äussersten Sprossen ebenfalls in die Ebene der Bewegung, d. h. so legen zu müssen, dass diese mit der Windgeschwindigkeit Winkel von 90 Grad (und überdies eine Sprosse noch darunter hinaus) bilden, wonach auch Schwahn's praktische Regel für die Bohrung der Ruthen gebildet ist, zu deren Erläuterung Fig. 308 dient [4]).

1) Storm Buysing (Waterbowkunde, Deel II, Bl. 411) führt neuere holländische Mühlenausführungen an, wo die Sprossen (hekschede's) wie folgt gestellt sind:

Sprossen	1.	8.	19.	24.	28.	31.
Winkel mit der Bewegungsebene	18° 30'	21° 30'	14° 30'	9° 30'	0°	— 6°

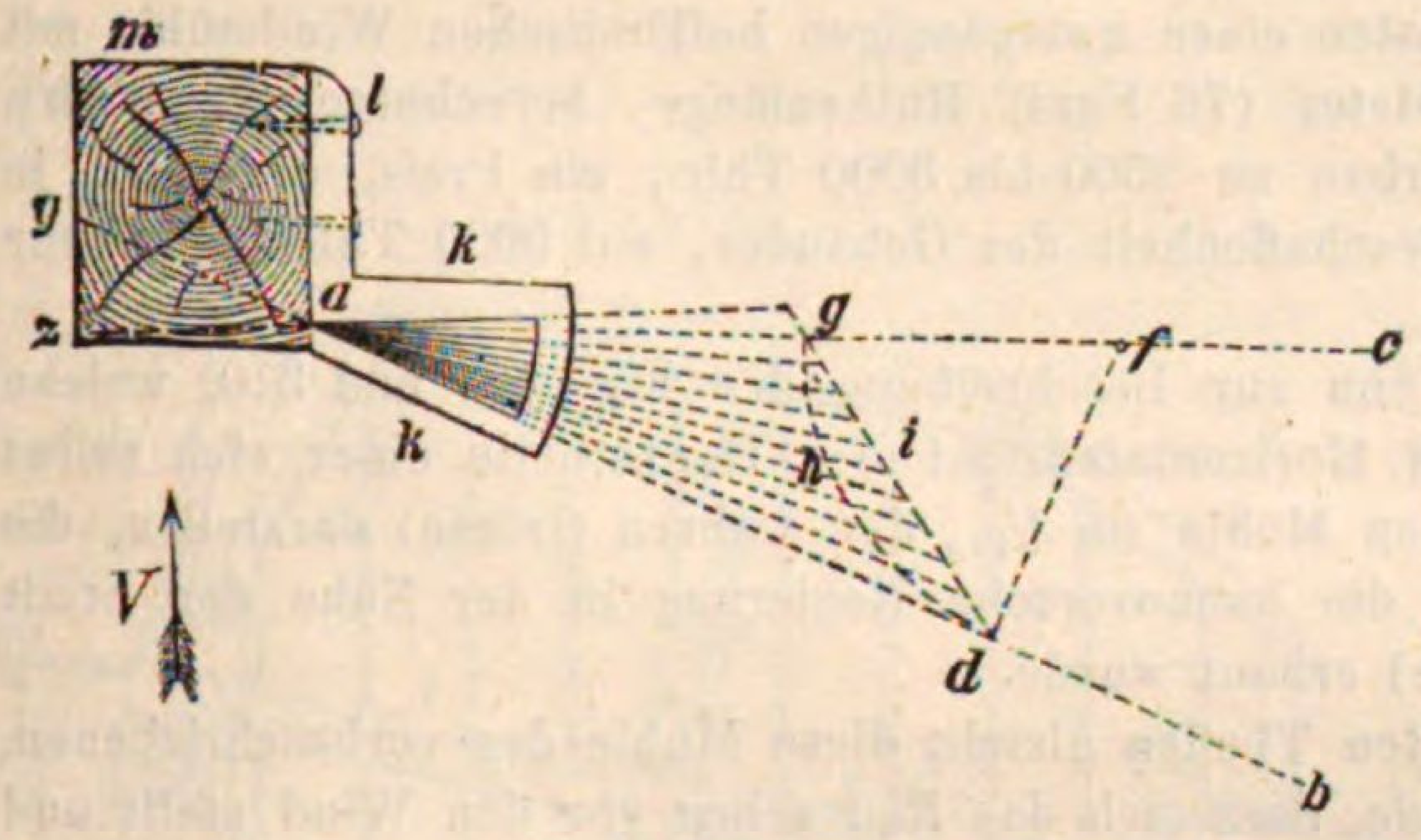
2) Ausser den bereits oben S. 464 (in der Note) angegebenen Gründen, vornämlich, dass für die schmale Seite des Flügels (das sogenannte Windbrett) die Neigung für alle Sprossen dieselbe, und zwar gleich der Neigung der äussersten Sprosse (der am weitesten von der Wellachse abstehenden) genommen wird, was den Winkel α anders als die Winkel vorstehender Tabelle gestaltet, wird gewöhnlich noch angeführt, dass die äussersten Sprossen bei heftigem Winde eine sehr starke Verbiegung erlitten, wodurch von selbst der Winkel mit der Windrichtung kleiner als neunzig Grad würde. Schwahn spricht sich ganz entschieden für die Nothwendigkeit seiner Regel aus (a. a. O. §. 42)!

3) A. a. O. §. 40.

4) Ist *ac* (Fig. 308) die Bewegungsebene der Ruthe, auf welcher die Windrichtung *V* normal steht, ferner *ad* die Richtung der untersten (zunächst der Welle befindlichen) Sprosse oder Scheide, also *bac* der Neigungswinkel $(90 - \alpha)$ derselben gegen die Ebene *ac*, so hat man (nach Schwahn), um die Lage der übrigen Sprossen zu erhalten, in einem beliebigen Punkte *d* der Geraden *ab* eine

Um die Ruthen der gewünschten Sprossenlage entsprechend zu bohren, wendet man eine Schablone *kl* an, die hauptsächlich aus einem beinahe dreieckigen, mit Papier bespannten Brette *k* besteht, worauf man die Scheiden verzeichnet und nachher gehörig an der Ruthe *m* befestigt hat. Die erste (unterste) Scheide fällt in unserer Fig. 308 in die Richtung der Geraden *day*, während *ac* die Richtung der Bewegungsebene ist. Dabei ist zu bemerken, dass man die Drehung des Flügels in der Richtung von *a* nach *c* hin (also von rechts nach links,

Fig. 308.



in der Richtung des Pfeiles *U* Fig. 306) zu denken hat, wobei *agd* (Fig. 308) die schmale oder Windbrettseite (Bortseite) des Flügels, die breitere Fläche aber in der Richtung von *a* nach *y* und von *a* nach *z* hin gehend zu denken ist[1]). Sämmtliche in den gebohrten Ruthenlöchern befestigte Sprossen oder Scheiden werden an den äussersten Enden mit Latten (Saumlatten) *l* benagelt (Fig. 306 und 307), auch wohl überdies noch andere (Folgelatten), welche die Mitte der Flügellänge einnehmen (damit aufgebrachtes Segeltuch sich nicht zu

Normale *df* zu errichten, *df* von *f* nach *g* zu tragen und *g* mit *d* zu verbinden, so dass *gid* die Sehne eines Kreisbogens *ghd* ist, welcher aus *f* als Mittelpunkt beschrieben wurde. Die Länge *gd* wird in so viel Theile getheilt, als der Flügel Scheiden (Sprossen) bekommen soll, diejenigen abgezogen, welche über *g* hinausgetragen werden sollen (nach Schwahn immer eine), deren Neigungswinkel gegen die Windrichtung 90 Grad überschreitet, und von denen der Praktiker sagt, dass sie durch den Wind gehen. Für die hier erforderlichen Anhaltpunkte giebt Schwahn nachstehende Tabelle, wobei die Längenmaasse preussische Fusse (à 0,31 385 Meter) sind:

Flügellänge in Fussen.	Sprossen- oder Scheidenzahl.	Neigung der ersten Scheide (Abfall) in Graden.	Ruthenlänge.
30 bis 32	20 bis 22	20 bis 22	60 bis 64
36 „ 38	24 „ 26	24 „ 26	72 „ 76
40 „ 42	28 „ 30	28 „ 29	80 „ 84
44 „ 45	31 „ 32	29 „ 30	88 „ 90

1) Die Scheidenlöcher werden (den Sprossenstärken entsprechend) gewöhnlich 0m,020 bis 0m,026 (3/4 bis 1 Zoll) dick und 0m,065 (2 1/2 Zoll) breit gemacht. Die erste Scheide ist gewöhnlich 1m,50 bis 2m,0 von dem Wellmittel entfernt. Die Länge der Scheiden variirt von 1m,5 bis 2m,0, während man dem Windbrette eine Breite von 0m,4 bis 0m,5 giebt.

tief zwischen die Sprossen legt), überhaupt ein vollständiges Gerippe (Fig. 306) gebildet, welches der Müller das Heckzeug der Flügel nennt.

Die Grösse der vom Winde auf ein mit guter Sprossenlage ausgerüstetes Windrad übertragenen Nutzarbeit lässt sich mit Hülfe der S. 463 (Note 2) angegebenen Formel annäherungsweise leicht berechnen [1]).

Die Herstellungskosten einer zweigängigen holländischen Windmühle mit vier Flügeln, bei 24 Meter (76 Fuss) Ruthenlänge, berechnete Schwahn (seiner Zeit) ohne Unterbau zu 2500 bis 3000 Thlr., ein Preis, der sich, je nach der Grösse und Beschaffenheit des Gebäudes, auf 5000 Thlr. und mehr steigern kann [2]).

Wir wenden uns nun zur Beschreibung der Fig. 309 und 310, welche Verticaldurchschnitt und Horizontalansicht der Haupttheile einer sich selbst regulirenden holländischen Mühle (in $^1/_{144}$ der wahren Grösse) darstellen, die vor einigen Jahren für die hannoversche Regierung in der Nähe der Stadt Burgdorf (unweit Lehrte) erbaut wurde.

In den wesentlichsten Theilen gleicht diese Mühle der vorbeschriebenen, nur mit dem Unterschiede, dass sich das Rad selbst vor den Wind stellt und auch die Bespannungs- oder Bedeckungsfläche der Flügel automatisch angeordnet ist. Wir erinnern daher nur an die Ecksäulen Z, an die Sohle (das Tafelment) W, an die Flur, auf welcher die Drehung geschieht, ferner an die beiden Fugbalken E mit dem grossen Wellbalken F (den Lagerblock H tragend), den kleinen Wellbalken L etc.

In die Flur a ist hier ein kreisrunder Zahnring eingelassen und gehörig befestigt, in welchen Zahngetriebe b fassen, die mit den Fugbalken E gehörig

1) Für die Nutzarbeit (in Meterkilogr.) $= \mathfrak{A}$, welche der Wind pro Secunde auf den Flügel überträgt, nämlich $\mathfrak{A} = 0{,}03\, F V^3$, erhält man, wenn $\mathfrak{A}$ in Maschinen-Pferdekräften $= N_n$ ausgedrückt wird (wegen $\mathfrak{A} = 75\, N_n$):

$$N_n = \frac{F V^3}{2500}.$$

Ist beispielsweise $F = 80$ Q.-m, $V = 6^{\mathrm{m}},0$, so erhält man $N_n = \frac{17280}{2500} = 6{,}9$. Die Umdrehzahl $= U$, welche dieser Flügel pro Minute macht, berechnet sich ferner annäherungsweise nach S. 464 zu $U = 1{,}92 \,.\, 6 = 11{,}52$.

Im Falle aber der Wind mit 7 Meter Geschwindigkeit pro Secunde weht, ergiebt sich für dasselbe Rad:

$$N_n = \frac{27440}{2500} = 10{,}9, \text{ sowie } U = 13{,}44.$$

Will man ferner die Ruthenlänge z. B. für den Fall berechnen, dass man 5 Flügel wünscht, bei 7 Meter Windgeschwindigkeit noch die Arbeit von 15 Maschinenpferden verlangt und die erste Sprosse 2 Meter von der Wellachse abstehen soll, so erhält man erst für die Gesammtfläche F:

$$F = \frac{2500 \,.\, 15}{343} = 109{,}3 \text{ Quadratmeter,}$$

oder 21,8 Quadratmeter für einen Flügel. Bedeckt man hiervon 10 Meter Länge (bohrt also auch Sprossen für diese Länge), so hat man die Gesammtbreite, 2,18 Meter, zu nehmen.

2) Ausführliche Kostenanschläge theilt Schwahn im Anhange zu seinem Lehrbuche (S. 26 ff.) mit.

verbunden sind. An letzteren sitzen ausserdem Rollen *n*, deren abgedrehte Umfänge sich gegen die verticale Innenkante des Zahnringes lehnen, an dieser beim Drehen der Haube hinlaufen und solche entsprechend stützen.

Fig. 309.

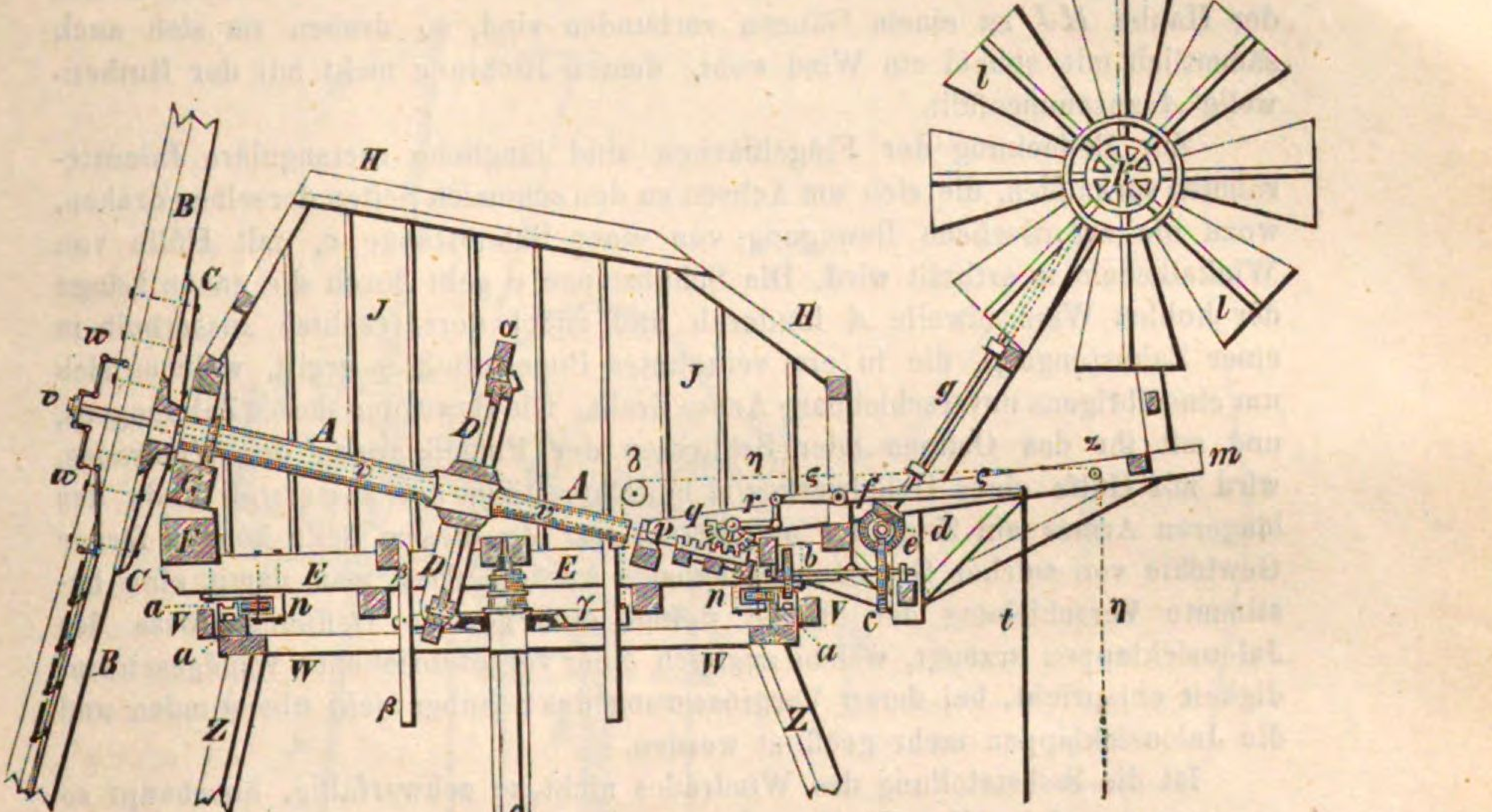
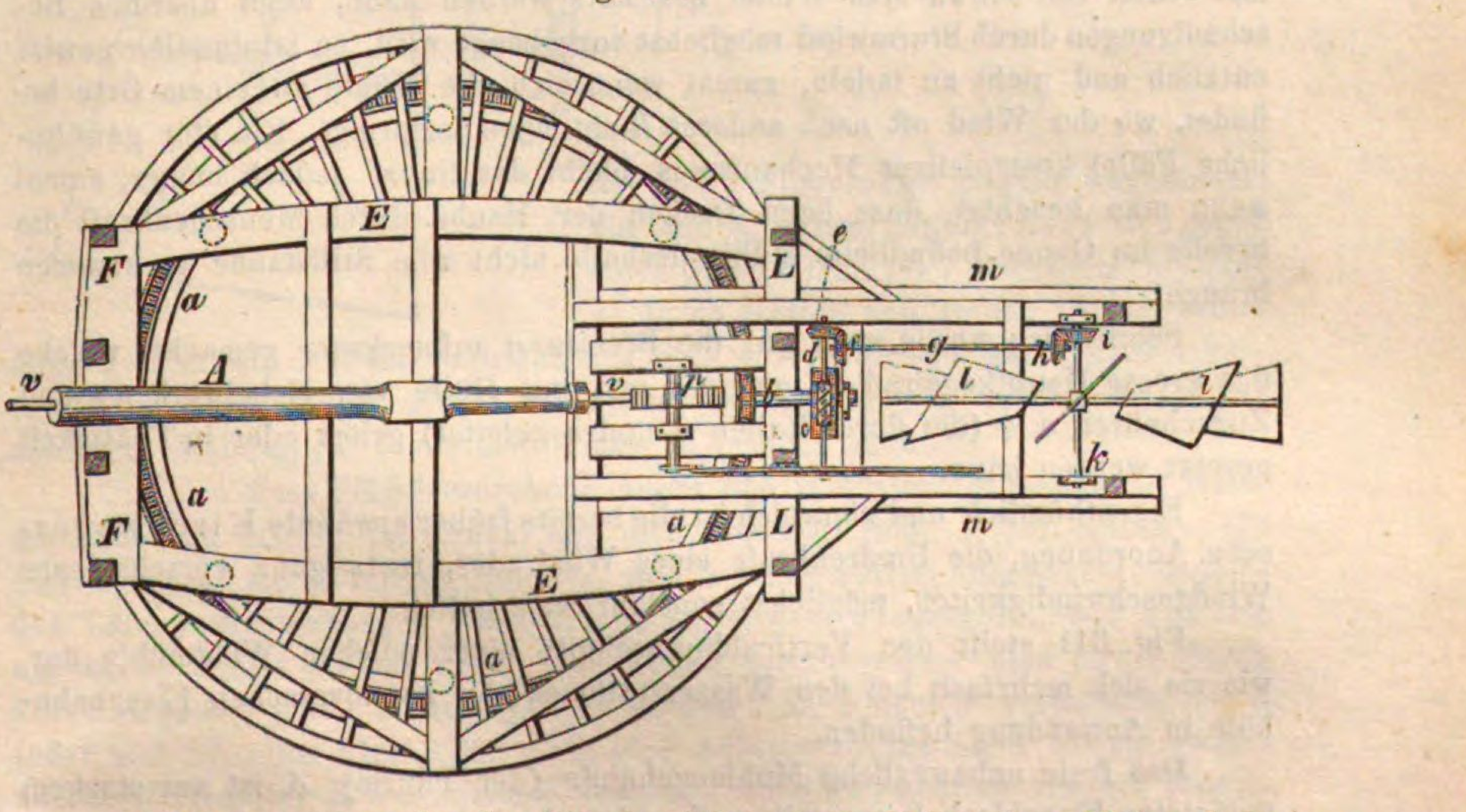


Fig. 310.



Die Drehung eines der Getriebe *b* erfolgt mittelst Zahnrad- und Schraubenübersetzung durch den Steuerflügel *l*, dessen Ebene wieder rechtwinklig zur Ebene des Windrades *BC* gerichtet ist.

Die etwaigen Umläufe des Steuerflügels *l* werden durch ein hinter *k* be-

findliches Kegelradpaar *ih* (Fig. 310) auf die schräge Welle *g* und weiter auf die zusammengreifenden Kegelräder *f* und *e* fortgepflanzt.

An der Achse von *e* befindet sich ausserdem eine endlose Schraube *d*, welche in das Schraubenrad *c* fasst, auf dessen Achse das oben bemerkte Zahngetriebe *b* gesteckt ist. Da alle genannten Theile durch einen Ausbau *m* mit der Haube *HJ* zu einem Ganzen verbunden sind, so drehen sie sich auch sämmtlich mit, sobald ein Wind weht, dessen Richtung nicht mit der Ruthenwelle *A* zusammenfällt.

Zur Bedeckung der Flügelflächen sind längliche rectanguläre Jalousierahmen vorhanden, die sich um Achsen an den schmalen Seiten derselben drehen, wozu die erforderliche Bewegung von einer Schubstange *v*, mit Hülfe von Winkelhebeln *w* ertheilt wird. Die Schubstange *v* geht durch die ganze Länge der hohlen Windradwelle *A* hindurch und endet dort (rechts) ausserhalb in einer Zahnstange *p*, die in ein verzahntes Bogenstück *q* greift, welches sich um eine übrigens unverschiebbare Achse dreht. Die Bewegung dieses Zahnbogens, und mit ihr das Oeffnen oder Schliessen der Flügelklappen des Windrades, wird mit Hülfe eines Hebelwerkes *r* bewirkt, wozu am äussersten Ende des längeren Armes ein Zugseil *t* angebracht ist. An diesem Seile können ferner Gewichte von solcher Grösse aufgehangen werden, dass man damit eine bestimmte Verschiebung der Stange *v* und eine gewisse Oeffnungsgrösse der Jalousieklappen erzeugt, welche zugleich einer vorgeschriebenen Windgeschwindigkeit entspricht, bei deren Vergrösserung das Schubgewicht überwunden und die Jalousieklappen mehr geöffnet werden.

Ist die Selbststellung des Windrades nicht zu schwerfällig, überhaupt so angeordnet und in allen Theilen derartig ausgeführt, dass die Drehung leicht und schon von schwachem Winde beschafft werden kann, auch überdies Beschädigungen durch Sturmwind möglichst vorgebeugt wird, so ist dieselbe gewiss nützlich und nicht zu tadeln, zumal wenn sich die Mühle an einem Orte befindet, wo der Wind oft nach anderen Richtungen umspringt. Ein (für gewöhnliche Fälle) kostspieliger Mechanismus bleibt das Ganze jedoch immer, zumal wenn man beachtet, dass beim Drehen der Haube durch Menschenkraft die bereits im Gange befindliche Mühle deshalb nicht zum Stillstande zu kommen braucht.

Schliesslich werde noch auf die Bremse α aufmerksam gemacht, welche das grosse Hauptkegelrad *D* umgiebt und mit Hülfe von Hebelwerk $\beta\gamma$ und Zugschnüren η, ϱ (die durch Rollen δ und z geleitet) gelöst oder in Thätigkeit gesetzt werden kann.

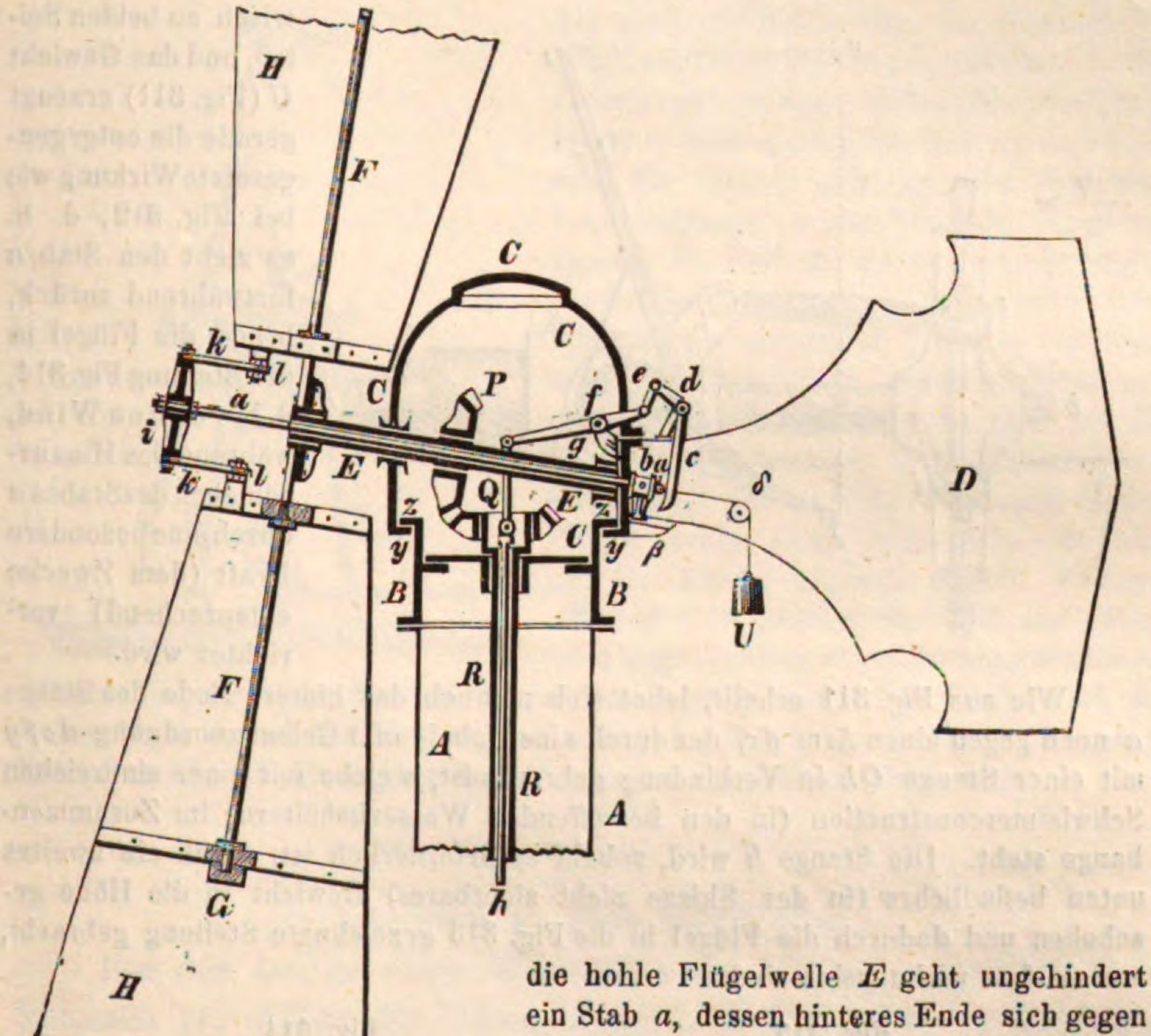
Eigenthümlich und sinnreich ist die bereits früher erwähnte Kirchweger'sche Anordnung, die Umdrehkraft eines Windrades, trotz ganz verschiedener Windgeschwindigkeiten, möglichst constant zu erhalten.

Fig. 311 stellt den Verticaldurchschnitt einer solchen Windmühle dar, wie sie sich mehrfach bei den Wasserstationen der hannoverschen Eisenbahnhöfe in Anwendung befinden.

Das feste unbewegliche Mühlengebäude (der Thurm) *A* ist aus starkem genieteten Eisenblech hergestellt und endet oberhalb mit einem daran geschrobenen gusseisernen Cylinder *B*. Auf dem gehörig breiten nach aussen gekehrten Rande *z* dieses letzteren laufen Rollen (in der Abbildung weggelassen), deren Achsen an der Haube *C* (über der Stelle *y*) gehörig befestigt sind und wodurch

man sowohl eine Stützung der Haube, als eine geeignete Anordnung für ihre Umdrehung erlangt hat. Letztere kann übrigens (selbstthätig) durch einen Steuerflügel *D* bewirkt werden, der mit der Haube *C* verbunden ist. Durch

Fig. 311.

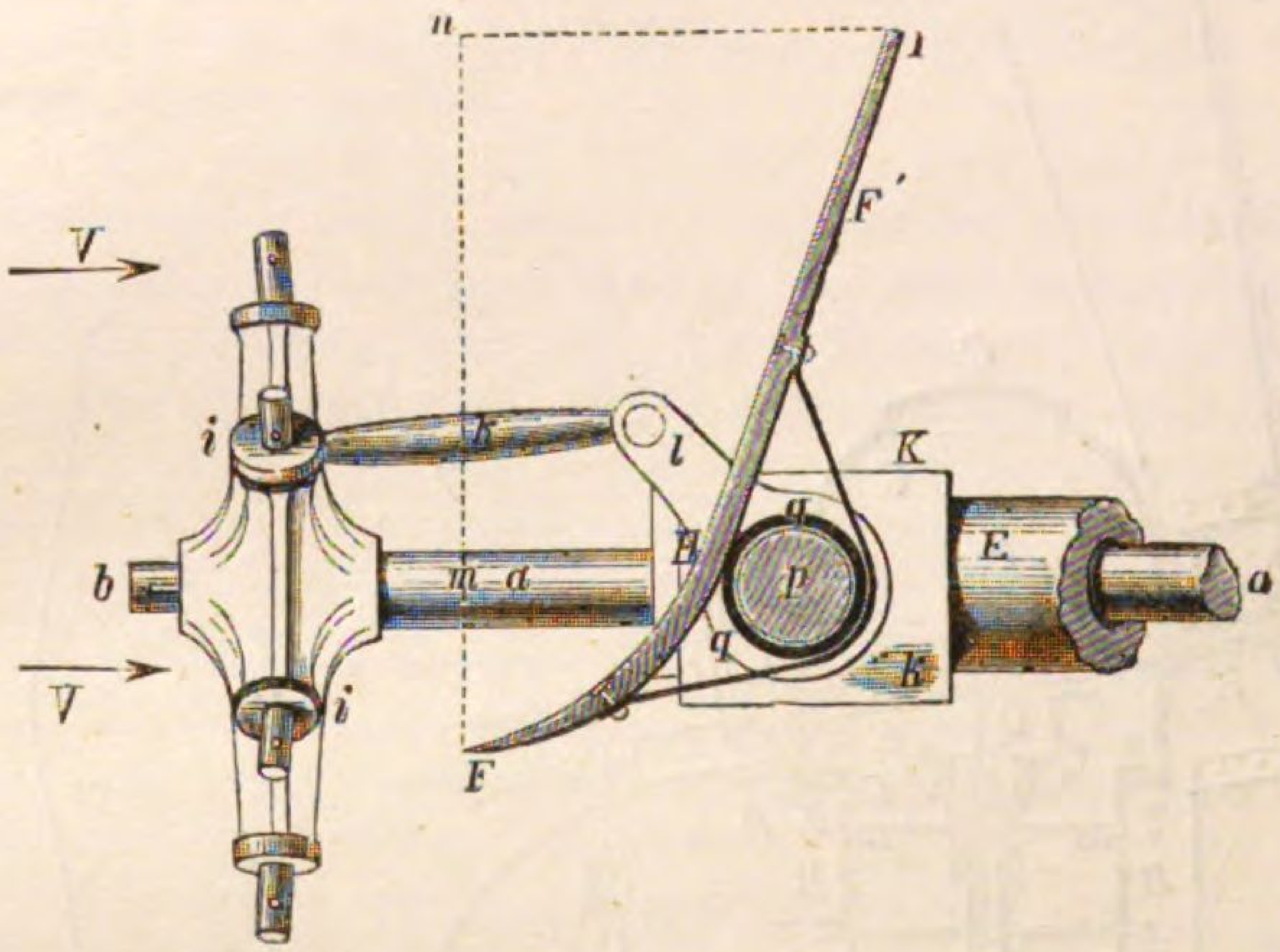


die hohle Flügelwelle *E* geht ungehindert ein Stab *a*, dessen hinteres Ende sich gegen einen Bügel *b* lehnt, der mit einem Gewichte *U* durch Ketten und Rollen so in Verbindung gesetzt ist, dass das Gewicht den Stab *a* fortwährend nach aussen verschiebt und die Flügel *F* des Windrades in die Fig. 312 im Grundrisse gezeichnete Stellung (d. i. vor den Wind) zu bringen sucht.

Um aber diese Flügelverdrehung durch den Windstoss in geeigneter Weise geschehen zu lassen, ist (links) auf dem äusseren Ende *b* des Stabes *a* ein mehrarmiges, sternförmiges Stück *i*, und zwar derartig aufgesteckt, dass es den Längenverschiebungen von *a* folgen muss, dessenungeachtet aber sich frei um dessen Achse drehen kann. Die Enden der Sternarme sind ferner durch kurze Zugstäbe *k* mit vorspringenden Armen *l* der Flügel *F* verbunden, deren jeder sich mit einer Blechhülse *q* um eine Achse *p* drehen kann, die unterwärts an der Armrosette *K* der Welle *E* festsitzt. Da die Projection *mn* der Flügelfläche *HJ* über dreimal so gross ist, als die Projection *mF* der hohlen Flügelseite *HF*, so leuchtet von selbst ein, dass der Windstoss rechtwinklig auf *nF* fortwährend ein Bestreben erzeugt, den Flügel von *n* nach *J* um *p* zu drehen, d. h. ihn aus dem Winde zu bringen und das vorschiebende Gegengewicht *U*

zu überwältigen. In der Gesammtdarstellung (Fig. 311) ist die Mühle etwas anders, nämlich so gezeichnet, wie sie nach ihrem speciellen Zwecke[1]) (für eine Locomotiv-Wasserstation) angeordnet ist. Die Flügel sind, wie die Fig. 313 und 314 erkennen lassen, eben, symmetrisch zu beiden Seiten, und das Gewicht U (Fig. 311) erzeugt gerade die entgegengesetzte Wirkung wie bei Fig. 312, d. h. es zieht den Stab a fortwährend zurück, bringt die Flügel in die Stellung Fig. 314, d. h. vor den Wind, während das Hinausschieben des Stabes a durch eine besondere Kraft (dem Zwecke entsprechend) verrichtet wird.

Fig. 312.



Wie aus Fig. 311 erhellt, lehnt sich nämlich das hintere Ende des Stabes a noch gegen einen Arm dc, der durch eine Hebel- und Gelenkanordnung $defg$ mit einer Stange Qh in Verbindung gebracht ist, welche mit einer sinnreichen Schwimmerconstruction (in den betreffenden Wasserbehältern) im Zusammenhange steht. Die Stange h wird, sobald es erforderlich ist, durch ein zweites unten befindliches (in der Skizze nicht sichtbares) Gewicht in die Höhe geschoben und dadurch die Flügel in die Fig. 313 gezeichnete Stellung gebracht, wo sie fast wirkungslos sind.

Fig. 313.

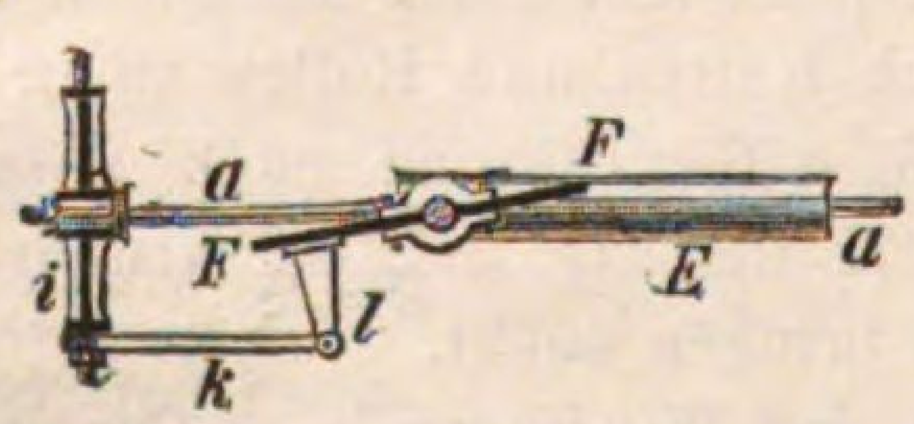
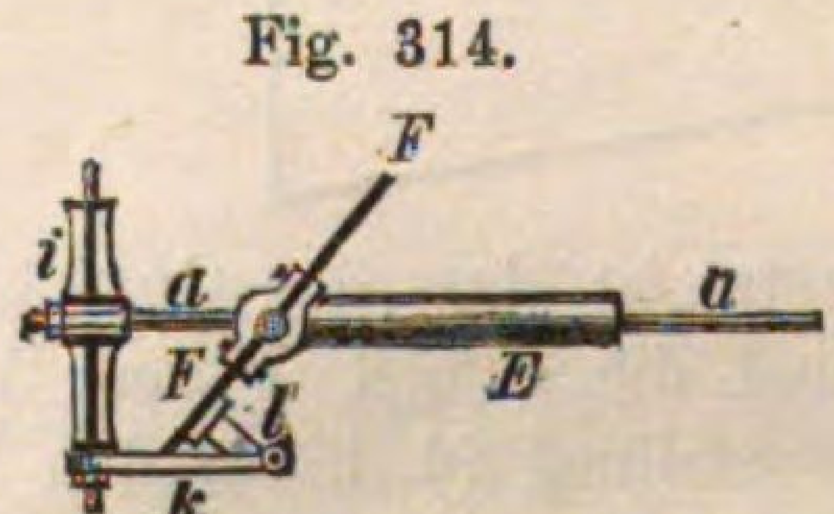


Fig. 314.



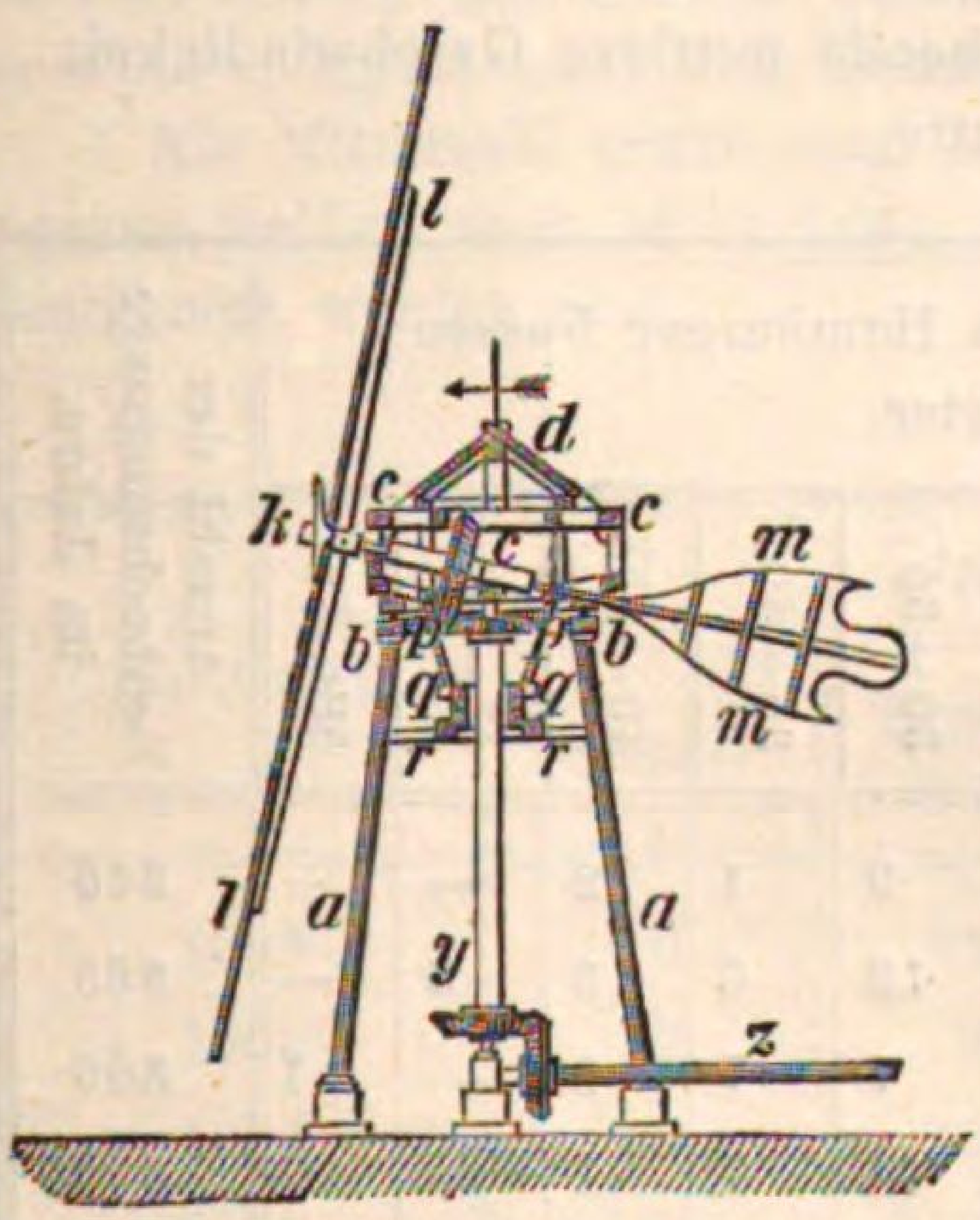
Durch eine gekrümmte Fläche HF wie bei der ursprünglichen Kirchweger'schen Anordnung Fig. 312 wird ganz dem theoretischen Satze vom Stosse flüssiger Körper gegen hohle (concav gekrümmte) Flächen entsprochen, dass nämlich durch die Höhlung die Kraft des Windstromes erheblich vergrössert wird, wie dies auch von Kirchweger im Grossen angestellte Versuche (übereinstimmend mit den Experimenten der Italiener Morosi und Bidone)[2]) dargethan haben.

1) Vom Ober-Maschinenmeister Prüsmann ausgeführt und in der Zeitschrift des Hannov. Arch.- und Ing.-Vereins, Bd. VIII (1862), S. 133, besprochen.

2) Ausführlich in Rühlmann's Hydromechanik, S. 451 ff., mitgetheilt.

Zusatz. Eine leicht transportable Windmühle, die sich namentlich auch für landwirthschaftliche Zwecke, bei Be- und Entwässerungen, zum Betriebe von Wasserhebmaschinen eignet und wobei Führungs- und Stützungsart der Haube nach einer bereits oben citirten französischen Ausführung (in Le Blanc's Recueil, Vol. II, Pl. 13) angeordnet ist, zeigt im Verticaldurchschnitte Fig. 315.

Fig. 315.



Ein auf Steinblöcken ruhendes eisernes oder hölzernes Ständerwerk *aa* trägt oben wieder einen Kranz, die sogenannte Sohle (das Tafelment) *b*, worauf zwar die Drehung und Führung der Haube, nicht aber ihre unmittelbare Stützung geschieht. Zu letzterem Zwecke ist vielmehr auf einem horizontalen Verbandrahmenwerke *rr* ein unverrückbarer Lagerkörper *q* gebildet, der oben von einem auf der hohen Kante stehenden Ringe umgeben wird. Dieser Ring ist aber mit der Haubenbasis durch ein Strebwerk *p* so vereinigt, dass das Gewicht der Haube eigentlich in diesem Ringe gestützt ist (der sich mit der Haube zugleich dreht), wodurch offenbar eine grössere Stabilität und Sicherung gegen seitliche Verschiebung der Haube geboten ist, als wenn diese allein auf der Sohle *b* ruht. Das Windrad *kl*, der Steuerflügel *m* und die Wellen *y* und *z* mit den Zwischenrädern zur geeigneten Fortpflanzung der Bewegung bedürfen keiner besonderen Erklärung.

§. 90.

Allgemeines über Windräder.

Bei der Anlage eines Windrades an einem bestimmten Orte kommen vor Allem die beiden Fragen, erstens nach Veränderung der Windgeschwindigkeit hinsichtlich Richtung und Grösse, und zweitens nach der Anzahl sogenannter Mahltage im Jahre, d. h. solcher Tage, an welchen ein gehörig starker Wind bläst, in Betracht.

Dass die Beantwortung dieser Fragen, je nach der Lage des Ortes — ob er in flachem oder gebirgigem Terrain liegt, in bebauter oder uncultivirter Gegend, nahe dem Meere oder im Binnenlande — ganz verschieden ausfallen muss, versteht sich von selbst, so dass hierüber allein Beobachtungen Auskunft geben können.

Wie wenig aber derartige vertrauenswerthe Beobachtungen vorhanden sind, davon hat der Verfasser hinlänglich Gelegenheit gehabt, sich zu überzeugen, als er bei Abfassung gegenwärtigen Capitels um solche eifrig bemüht war. Alles, was er Zuverlässiges zu erhalten vermochte, findet sich in Nachstehendem mitgetheilt.

Tabelle I. enthält die Resultate zehnjähriger Windbeobachtungen in Cuxhaven, die ich der Güte eines der tüchtigsten ehemaligen Zöglinge unserer

polytechnischen Schule, des jetzigen Wasserbau-Inspectors Krieg in Hamburg, verdanke, wobei bemerkt werden muss, dass sich dieselben leider nur auf 3 Mal des Tages (während einiger Minuten) ausgeführte Windbeobachtungen stützen[1]).

Tabelle I.

Zusammenstellung der Tage in den Jahren 1862 bis 1871, an welchen in Cuxhaven der Wind nachstehende mittlere Geschwindigkeit pro Secunde hatte.

Jahr der Beobachtung.	Mittlere Geschwindigkeit in Hamburger Fussen à 0,286 Meter.											Anzahl der Beobachtungstage im Jahre.
	0—5'.	5—10'.	10—15'.	15—20'.	20—25'.	25—30'.	30—35'.	35—40'.	40—45'.	45—50'.	50—55'.	
1862	13	72	111	88	40	29	9	1	2	—	—	365
1863	4	61	109	91	51	25	12	6	3	3	—	365
1864	20	69	104	81	60	15	7	7	2	—	1	366
1865	21	79	86	75	46	36	14	7	1	—	—	365
1866	17	71	104	80	51	26	10	5	1	—	—	365
1867	25	82	82	70	43	34	16	12	1	—	—	365
1868	21	81	100	74	46	26	12	3	3	—	—	366
1869	29	73	105	70	51	23	11	3	0	—	—	365
1870	25	96	94	76	47	15	7	4	0	1	—	365
1871	35	86	96	65	43	22	12	5	1	—	—	365
Zusammen:	210[1])	770	991	770	478	251	110	53	14	4	1	3652
Im Mittel:	21	77	99,1	77	47,8	25,1	11	5,3	1,4	0,4	0,1	365,2

1) In den 210 Tagen sind 47 mit völliger Windstille enthalten.

Für 20 Fuss und darüber 91,1 Tage,

„ 15 „ „ „ 168,1 „

1) Ungeachtet ernster und sorgfältiger Forschungen ist es Herrn Krieg nicht gelungen, die Woltmann'schen Zahlen über Mahltage in seiner Hydraulischen Architektur (Bd. 4, S. 187, Buchstabe C) aus in Cuxhaven vorhandenen Acten (jener Zeit) nachzuweisen, so dass die Woltmann'sche Angabe von 186½ Mahltagen bei 20 Fuss Windgeschwindigkeit und darüber, die er aus fünfjährigen Beobachtungen entnommen haben will, gegenüber den Beobachtungen von 1851 bis 1861 an derselben Stelle, mehr als zweifelhaft erscheint.

Eine zweite interessante Reihe von (leider seit 1861 eingestellten) Beobachtungen verdanke ich der rühmlichen Zuvorkommenheit des königl. preussischen Salinenamtes in Dürrenberg (Regierungsbezirk Merseburg), wovon ich jedoch (da Anemometerbeobachtungen nicht angestellt werden konnten) nur die Anführung der Windstundenzahl in den Jahren 1852 bis incl. 1861 als für gegenwärtigen Zweck geeignet finden konnte, da sich auch die notirte Leistung der von den Windkünsten in Dürrenberg getriebenen Soolhebepumpen nicht nach vorhandenem Winde, sondern lediglich nach dem Bedürfnisse des Gradirbetriebes richtete.

Als Mittelzahl erhält man nach der Tabelle II. pro Jahr 280 Windtage, woraus freilich noch nicht folgt, ob die Zahl der Mahltage eben so gross angenommen werden darf.

Tabelle II.

Im Jahre.	Windstundenzahl.				Summa.
	Sturm.	Scharfer Wind.	Schwacher Wind.	Windstille.	
1852	10	1282	6286	1206	8784
1853	17	805	5640	2298	8760
1854	12	1440	5802	1506	8760
1855	2	859	5766	2133	8760
1856	1	1051	5866	1866	8784
1857	—	492	5829	2439	8760
1858	17	895	5561	2287	8760
1859	21	817	5930	1992	8760
1860	15	640	5756	2373	8784
1861	8	685	5751	2316	8760
Mittelwerthe:	10,3	896,6	8818,7	2041,5	

Nicht ohne Werth dürften die Angaben der Holländer über ihre durch Wind betriebenen Wasserschöpfmühlen sein, welche Woltmann (a. a. O. S. 187) mittheilt, wobei zu beachten ist, dass die Viertelumläufe der Windräder Enden genannt werden:

19 Tage im Jahre ist es zu still für alle Wasserschöpfmühlen, um zu mahlen;
109 Tage gehen die Mühlen mit 5, 10, 15 bis 20 Enden in 1 Minute;
112 Tage gehen dieselben mit 25, 30, 35 bis 40 Enden in 1 Minute;
75 Tage mit 45, 50, 55 und 60 Enden in 1 Minute;
31 Tage mit 65, 70, 75 und 80 Enden in 1 Minute;
14 Tage willkürlich mit vermindertem Segel;
4 Tage mit ledigen Hecken und
1 Tag mit Sturm oder zu starkem Winde, um zu mahlen.

Die betreffenden Windräder hatten dabei Ruthen von 88 Fuss Länge und $7^5/_6$ Fuss Breite des Flügels (5 Fuss 8 Zoll Segel und 2 Fuss 2 Zoll Windbrett). Die erste (unterste) Sprosse befand sich $5^1/_2$ Fuss von der Drehachse der Welle

Nach den Angaben eines intelligenten Windmühlenbesitzers in der Gegend von Nienburg a. d. Weser kann man dort jährlich durchschnittlich 286 Mahltage rechnen, worunter sich 79 mit starkem, 109 mit mittlerem und 98 mit schwachem Winde befinden, wozu bemerkt werden muss, dass die Mühle nicht nur in einer ebenen Gegend, sondern überdies als Gallerieholländer auf einem Unterbaue von 14 Fuss Höhe aufgestellt ist, die Ruthen 80 Fuss Länge und 7 Fuss Breite haben etc. [1]).

In anderen, ebenfalls flachen Gegenden der Provinz Hannover rechnet man jährlich 200 bis 280 Mahltage (à 24 Stunden) und betrachtet eine Stelle, wo sich nur 180 Mahltage ergeben würden, als unvortheilhaft für die Anlage einer Windmühle [2]).

Eine andere wichtige, hier mindestens zu berührende Frage ist die, ob man jetzt allgemein Holländer- oder Bockwindmühlen den Vorzug giebt. Ungeachtet des Einwurfs mancher Praktiker, dass der Holländer, namentlich wenn er ein sogenannter Erdholländer ist, unterwärts den ankommenden Wind sehr stört (viel zubaut), der Bock dagegen daselbst dem Winde freien Durchgang gestattet, so ist doch unbezweifelt, dass der Holländer, allein seines festen Baues wegen, den unbedingten Vorzug verdient [3]).

Die Bockwindmühlen stehen überhaupt nie vollständig fest, so dass sie bei recht starkem Winde oft lange nicht mehr mahlen können, wo die Holländer fast ungestört fortarbeiten. Bei heftigem Winde liegen z. B. die Getreide-

und die äusserste (oberste) Sprosse $^1/_2$ Fuss vom Ruthenende entfernt, so dass die Flügelfläche 38 Fuss lang war. Hiernach hat Woltmann nachstehende Tabelle berechnet, die zur Vervollständigung vorstehender Angaben dienen kann:

Anzahl der Enden in 1 Minute	0	14,8	29,5	44,6	59,4	74,3	89,2	104,1
Windgeschwindigkeit pro Secunde in rheinl. Fussen .	5	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0
Quantität Wasser pro Minute in Tonnen à $5^1/_4$ Cbkf. rhnl.	0	38,32	139,65	336,98	662,32	1109,45	1820,11	2721,11

1) Ein solcher Holländer soll jährlich durchschnittlich 50000 Himten (3,21 Himten = 1 Hektoliter) Roggen zu Brodschrot (ungebeuteltes Mahlgut) vermahlen. Bei den Bockmühlen rechnet man in der Provinz Hannover im Mittel 8000 Himten Brodmehl oder 32000 Himten Brodschrot.

2) Leider theilt der sonst so praktische Schwahn in seiner Mühlenbaukunde über die Anzahl der sogenannten Mahltage guter Windmühlen nichts mit. In der 4. Abtheil., S. 5, heisst es nur, dass bei Mühlen mit 60- bis 64füssigen Ruthen die Anlage auf mindestens 15 Umläufe pro Minute (in 4 Secunden ein Umlauf) basirt werden müsse, was einer Windgeschwindigkeit von 18,1 bis 19,3 Fuss ($5^m,68$ bis $6^m,01$) pro Secunde entsprechen würde.

3) Wir erinnern indessen, dass eine Bockmühle mit 70füssigen Ruthen (in der Provinz Hannover) ungefähr für 2500 Thlr. herzustellen ist, wogegen ein Erdholländer mit 75 bis 80 Fuss langen Ruthen etwa 4000 Thlr., mit Unterbau (Hochbau), als Gallerieholländer aber auf 5000 Thlr. zu stehen kommt.

mühlsteine der Bockwindmühlen zuweilen ganz schräg und erzeugen daher kein gutes Fabrikat.

Schliesslich werde noch die zulässige Entfernung der Windmühlen von einander oder von einem anderen windfangenden Gegenstande als eine Sache erwähnt, die auch für den Techniker von Wichtigkeit werden kann.

Der holländische Windmühlenbauer und Schriftsteller Clausen[1]) will durch Versuche gefunden haben, dass sich die Windstrahlen in der fünf- bis sechsfachen Entfernung eines sie trennenden Gegenstandes der Stärke (Höhe oder Breite) desselben nach, normal auf die Richtung des Windes gemessen, wieder vereinigen, eine Entfernung, die im Königreich Preussen (zufolge eines Gutachtens der Ober-Baudeputation vom 28. December 1828) auf die zwölffache Grösse erweitert und überhaupt gesetzlich festgestellt wurde[2]): „dass die Entfernung eines windfangenden Gegenstandes von einer Mühle mindestens der zwölffachen kleineren Abmessung desselben gleich sein muss, sofern eine nachtheilige Einwirkung der Anlage auf eine vorhandene Windmühle durch Windentziehung verhütet werden soll[3]).

1) Schwahn, a. a. O. S. 63.

2) Circularverfügung vom 6. Januar 1849.

3) Durch eine jüngere Circularverfügung vom 17. November 1851 hinsichtlich der Einrichtung neuer Windmühlen erfährt die obige Bestimmung insofern eine Abänderung, als festgestellt wird: „dass künftig nur die Breite des Gehäuses einer neu zu errichtenden Mühle als Maassstab der Entfernung zum Grunde zu legen sei.“ Hiernach würde, wenn diese Breite beispielsweise 16 Fuss betrüge, die erforderliche Entfernung beider Mühlen sich zu $16 \times 12 = 192$ Fuss ergeben, welche von der Aussenwand der Mühle bis zu der gegenüberstehenden Aussenwand der anderen zu messen ist. Specielleres hierüber sowohl, als auch noch über eine andere preussische Verfügung, betreffend die Entfernung der Windmühlen von benachbarten Grenzen, findet man in dem empfehlenswerthen Buche des preussischen Landbaumeisters Cremer, Concessionirung gewerblicher Anlagen etc., Braunschweig (C. A. Schwetschke und Sohn), zweite Auflage, 1870, S. 336—343.

Vierter Abschnitt.

Dampfmaschinen.

Erstes Capitel.

§. 91.

Geschichtliche Einleitung.[1])

Von der ältesten Zeit bis (auf Watt) zum Jahre 1716.

Von der Ausdehnungs- (Expansiv-) Kraft, welche dem Wasserdampfe innewohnt, scheint man schon vor Anfang der christlichen Zeitrechnung einige, wenn auch nur höchst unvollkommene, Kennt-

1) Stuart, A descriptive history of the steam engine, London 1824. Seiner Zeit das beste geschichtliche Werk der englischen Literatur. Später erschienen von demselben Verfasser: Anecdotes of steam engines. Aus letzterer Zeitschrift finden sich lesenswerthe Auszüge in Dingler's Polytechnischem Journal, Bd. 28, S. 487 und Bd. 39, S. 328. — Abhandlung der königl. preussischen technischen Deputation für Gewerbe, Berlin 1826, Erster Theil: Geschichte der Dampfmaschinen, S. 1 bis 201. Gründlich und mit besonderer Beachtung Deutschlands von Severin bearbeitet. — Arago, Zur Geschichte der Dampfmaschinen. Zuerst 1829 im Pariser Annuaire des Längen-Bureaus abgedruckt. Zuletzt in Arago's Sämmtlichen Werken. Herausgegeben von Hankel. Bd. 5, Leipzig 1856, S. 3. Das vorzüglichste geschichtliche Werk (nächst dem vorher angeführten), welches besonders ausführlich über Watt's Antheil an der Erfindung der Dampfmaschine berichtet. Die Abfassung ist so vortrefflich und anziehend, dass dies Buch den Studirenden nicht genug empfohlen werden kann. — Farey, A treatise on the steam engine. Historical, practical and descriptive. Illustrated by numerous engravings and diagrams, London 1827. Eins der vorzüglichsten geschichtlich-praktischen Werke über Dampfmaschinen. — Tredgold, Principles of the steam engine, London 1827. Später unter dem Titel: The steam engine, its invention and progressive improvement, London 1838. Ausser Geschichte und Beschreibung der Dampfmaschine wird solche auch hier (zum ersten Male) einer eigenthümlichen theoretischen Behandlungsweise unterworfen. Mellet besorgte (1838) eine mit vielen Zusätzen versehene Uebersetzung des Werkes in die französische Sprache. — Artizan-Club, A treatise on the steam engine, London 1846. Uebersetzt mit reichhaltigen beachtenswerthen Zusätzen von Batille et Jullien unter dem Titel: Traité des machines a vapeur, 2 Vol. et 2 Atlas, Paris 1847 bis 1849. — Muirhead, The origin and progress of the mechanical inventions of James Watt, London 1854, Vol. I bis III. Das ausführlichste Werk, das über Watt's Leistungen im Gebiete der Physik und praktischen Mechanik berichtet. Smiles, „Lives of Boulton and Watt," London 1855. Dies Buch bildet gleichsam einen Commentar zum Muirhead'schen Werke, insofern als bei dessen Bearbeitung dem

nisse gehabt zu haben [1]). Nachrichten, den Wasserdampf zur Erzeugung von Bewegungen zu benutzen, finden sich zuerst in einer Schrift des Hero von Alexandrien (der etwa 120 v. Chr. lebte), Spiritualium liber, Amsterdam 1680 (Prop. 50) [2]), indem daselbst ein Instrument (Aeolipila) beschrieben wird, dessen Princip dem Segner'schen Wasserrade (Fig. 230) gleichkommt, d. h. wo die Reactionskraft ausströmenden Wasserdampfes zur Umdrehung eines zugleich als Dampferzeuger dienenden Gefässes um eine Achse benutzt wird.

Mit vollem Rechte bezeichnete man Hero's Instrument als eine Curiosität oder als ein physikalisches Spielwerkzeug, aus dessen Bewegung Niemand Nutzen zu ziehen verstand, noch zu ziehen vermochte.

Ebenfalls ohne allen Werth waren die Kenntnisse, welche die Griechen zur Zeit Justinian's des Grossen (530) von der Wirkung der Wasserdämpfe hatten. Scheint es auch, dass man die Explosionskraft des Wasserdampfes kannte, so finden sich doch nirgends Spuren, die auf dessen Verwendung zur Bewegung von Maschinen hindeuten [3]).

Verfasser werthvolle Documente von Soho und die Original-Correspondenz zwischen Watt und Boulton zu Gebote standen.

1) Professor Reuleaux in seiner „Kurzgefassten Geschichte der Dampfmaschinen" (als Anhang in der 7. Aufl., Braunschweig 1869, des Scholl'schen „Führer des Maschinisten") berichtet, dass nach Lenardo da Vinci schon Archimedes (geb. 287 v. Chr.) eine Dampfkanone (Erzdonner genannt) erfunden habe, wobei die Kugel durch einen Wasserdampfstrahl fortgetrieben wurde. Ebenso habe Aesibios von Alexandrien (im 2. Jahrhundert v. Chr.) die Verwendung gepresster Luft zum Fortschleudern von Wurfgeschossen aus einer Kanone (die man Luftdonner hiess) vorgeschlagen. Von praktischer Ausführung dieser Ideen ist nirgends eine Spur aufzufinden.

2) Dem Verfasser war nur eine deutsche Bearbeitung der citirten lateinischen (Amsterdamer) Ausgabe zur Hand, welche 1688 in Frankfurt a. M. unter dem Titel erschienen ist: Heronis Alexandrini Buch von Luft- und Wasserkünsten, welches von F. Commandino von Urbino aus dem Griechischen in das Lateinische übersetzt wurde etc. Abbildung und Beschreibung der Heron'schen sogenannten Dampfkugel (Aeolipila) findet sich daselbst auf S. 104.

Empfehlenswerth ist ferner ein mit der Ueberschrift: „Machines à feu des anciens" im 9. Bde., S. 59 etc. der Ann. de l'industrie enthaltener Aufsatz, der von vielen Quellenangaben und auch von Abbildungen begleitet ist.

3) Der byzantinische Geschichtsschreiber Agathias, dessen Schriften in dem Corpus scriptorum historiae Byzantinae, als Pars III, Bonnae 1828, mit abgedruckt sind, erzählt bei Erwähnung der Theorie des Aristoteles über Erdbeben (die man plötzlichen Dampfentwickelungen zugeschrieben haben soll) von dem berühmten Baumeister der Sophienkirche in Constantinopel und Mechaniker Anthemius, der (in Constantinopel) seinen unangenehmen Hausnachbar Zeno

Wollte man hiernach die Kenntniss der Bewegkraft des Wasserdampfes auch zugeben, so ist doch klar, dass alles Bewusstsein von der wahren Natur der Sache und ihrer nützlichen Verwendung fehlte. Allerdings war man damals selbst über die wichtigsten Eigenschaften der gemeinen atmosphärischen Luft, Gewicht und Elasticität, völlig im Unklaren und waren es gerade die Anhänger der damals beliebten Philosophie des Aristoteles, welche eine grosse Zahl von Naturerscheinungen auf die sonderbarste Weise, z. B. dadurch zu erklären suchten, dass sie sich eine unbekannte Kraft (qualitas occulta) als Ursache dachten und diese Abscheu vor dem leeren Raum (horror vacui) nannten!

Der vom Untergange Roms bis fast zum 14. Jahrhundert für Kunst und Wissenschaft gleich traurige Zustand konnte hierin keine Aenderung bewirken, vielmehr mussten erst Männer, wie Cardanus (geb. 1498, † 1576), Bacon von Verulam (geb. 1561, † 1626) und andere grosse Geister auftreten, um Widerspruch gegen die scholastische Aristotelische Philosophie mit Erfolg anzubahnen.

Verulam's Satz: dass der Mensch als Diener und Ausleger der Natur nur so viel und nicht mehr von der Beschaffenheit der Dinge wisse, als er durch angestellte Versuche und Beobachtungen kennen gelernt habe, wurde besonders durch Galiläi (geb. 1564, † 1642) und dessen Schüler Toricelli (geb. 1608, † 1647) und Andere auf's Eifrigste befolgt, wodurch man nach und nach zu den wichtigsten Entdeckungen über die Eigenschaften der atmosphärischen Luft gelangte [1]), die allein zur klaren Einsicht über Natur und Wirkungsweise des Wasserdampfes führen konnten.

durch die Explosionskraft ausströmenden Wasserdunstes erschreckt haben soll, indem Fussböden, Dach und alles Holzwerk erzitterte, dass es krachte etc.

Dr. Degen (der sich Protoconsul in Lüneburg nennt) in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 78 (1840), S. 71 (Beitrag zur Geschichte der Erfindung, die Wasserdämpfe als bewegende Kraft zu benutzen), glaubt vermuthen zu müssen, dass Anthemius die ihm völlig bekannte (?) Dampfkraft auch auf andere, zu seiner Zeit bewunderte Maschinen übertragen habe, was indessen unwahrscheinlich ist.

Allerdings wird auch in der bereits vorher erwähnten Abhandlung, im 9. Bde der Ann. de l'industrie, P. 69, etwas ausführlicher die Geschichte des Anthemius geradezu unter der Aufschrift mitgetheilt: „Machines à vapeur d'Anthemius, construites vers l'année 530.“

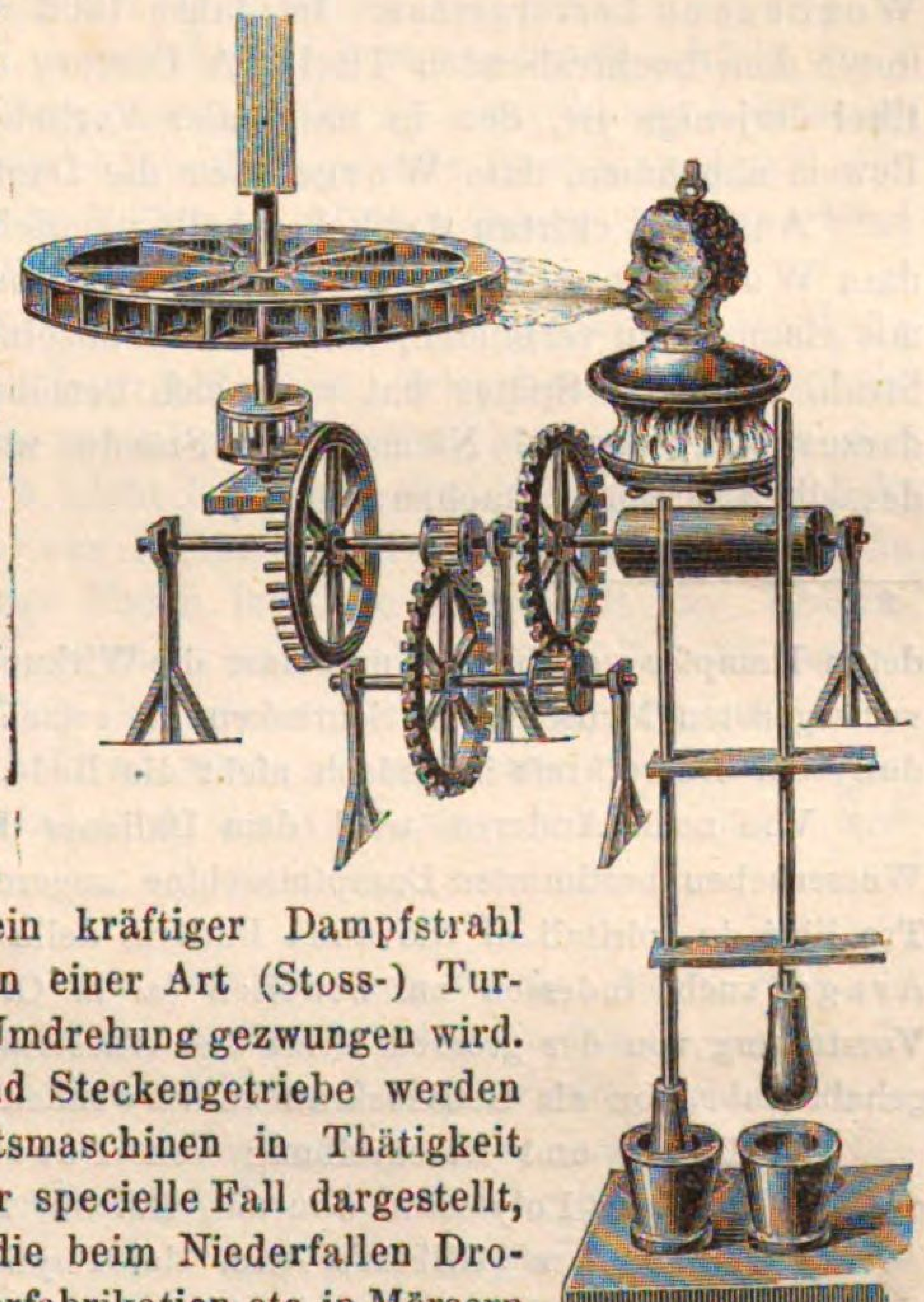
1) Otto v. Guericke (geb. 1602 zu Magdeburg; † 1686 zu Hamburg) erfand 1650 die Luftpumpe.

Hierher gehört insbesondere auch das (etwas später) von dem Engländer Royle (1660) und dem Franzosen Mariotte (1670) aufgefundene Gesetz, welches die Beziehung zwischen Elasticität, Pressung, Dichte und Volumen der atmosphärischen Luft ausdrückt und folgendermassen lautet:

„Die Elasticität und Dichtigkeit der Luft ist der sie zusammendrückenden Kraft direct, das Volumen, oder der Raum aber, den sie einnimmt, dieser Kraft indirect (umgekehrt) proportional, vorausgesetzt, dass die Temperatur constant bleibt.“

Nicht auffallend ist es daher, dass erst 1615 Salomon de Caus (Ingenieur und Architekt Ludwig XIII. von Frankreich) bestimmt und mit Sachkenntniss ausspricht, wie man sich der elastischen Kraft des Wasserdampfes zur Construction einer hydraulischen, zum Heben des Wassers geeigneten Maschine zu bedienen habe [1]). Salomon de Caus gründete seine Maschine auf das Princip des sogenannten Heronsballes. Von einer Ausführung derselben wird indessen nirgends berichtet.

Fig. 316.



Genannt zu werden verdient hier noch ein Italiener Giovanni Branca, der 1629 in Rom ein Sammelwerk unter dem Titel veröffentlichte: Le machine volume nuovo etc. Del Giov. Branca.

Nach Farey (a. a. O., P. 86) findet sich auf der 25. Kupfertafel dieses Werkes die Fig. 247 dargestellte Maschinenordnung [2]), bestehend aus einem kupfernen, theilweis mit Wasser gefüllten Gefässe (Kessel), welches über einem Feuer placirt und zur Dampferzeugung bestimmt ist. Der obere Theil des Kessels ist nach einem menschlichen Kopfe gebildet, aus dessen Munde ein kräftiger Dampfstrahl strömt, der gegen die Schaufeln einer Art (Stoss-) Turbine wirkt, wodurch letztere zur Umdrehung gezwungen wird.

Mit Hülfe von Zahnrädern und Steckengetriebe werden damit schliesslich kleine Arbeitsmaschinen in Thätigkeit gesetzt. In der Abbildung ist der specielle Fall dargestellt, dass Stempel gehoben werden, die beim Niederfallen Droguen, Materialien zur Schiesspulverfabrikation etc. in Mörsern zerkleinern etc. Farey bemerkt überdies, dass Branca in seinem Werke noch mehrfache andere Anwendungen seiner Maschine bespricht, beispielsweise zum Holzsägen, zum Wasserfördern mittelst Paternosterwerken etc.

1) Seine 1615 in Heidelberg geschriebene (und in Frankfurt gedruckte) Schrift: Les raisons des forces mouvantes, avec diverses machines tant utiles que plaisantes, enthält unter Theor. V. den Satz: „Das Wasser kann durch Hülfe des Feuers höher als sein Niveau steigen." Ausführlich über Salomon de Caus berichtet Arago, a. a. O. §. 3, S. 13.

Von einigen Schriftstellern (u. A. von Arago, a. a. O., und von Armengaud ainé in seinem Traité des moteurs à vapeur, Paris 1861, P. 85) wird vor Salomon de Caus noch ein Franzose Rivault, Kammerherr Heinrich IV. und Hofmeister Ludwig XIII. aufgeführt, weil er in einem Werke über Artillerie sagt, dass die Aeolipila zerspringen könne, wenn man das Entweichen des in ihr gebil-

2) Smiles' Werke „Lives of Boulton & Watt" P. 7 entlehnt.

Hinsichtlich dauernder Benutzungen derartiger Branca'schen Dampfturbinen ist Bestimmtes nicht nachzuweisen, vielmehr ist es Thatsache, dass sie ganz wieder in Vergessenheit geriethen. Wahrscheinlich war die Wirkungsweise der isolirten Dampfstrahlen zu schwach und der Verbrauch an Dampf- und Brennmaterial zu gross.

Von den Männern, die sich mit der Herstellung einer auf de Caus' Princip basirten Dampfmaschine beschäftigten, hat sich besonders ein Marquis of Worcester hervorgethan. Im Jahre 1663 veröffentlichte derselbe ein Werk unter dem hochtrabenden Titel: „A Century of Inventions", worin der 68. Artikel derjenige ist, den in nationaler Vorliebe befangene Engländer als den Beweis annehmen, dass Worcester die Dampfmaschine erfunden habe [1]).

Aus dem citirten Artikel erhellt nämlich mit einiger Wahrscheinlichkeit, dass Worcester die Idee hatte, zwei Salomon de Caus-Apparate derartig mit einander zu verbinden, dass ihr abwechselndes Spiel einen ununterbrochenen Strahl erzeuge. Später hat man sich bemüht, dieses Project in Abbildungen darzustellen, obwohl Niemand im Stande war, irgend welche Ausführungen desselben bestimmt nachzuweisen [2]).

deten Dampfes verhindere, und dass die Wirkung des Dampfes im Stande sei, die verwegensten Menschen in Schrecken zu setzen. Von einer nützlichen Verwendung der Dampfkraft ist jedoch nicht die Rede.

Von noch Anderen wird dem Italiener Porta die Erfindung einer zum Wasserheben bestimmten Dampfmaschine zugeschrieben. Das betreffende Werk: Tre libri de spiritali di Giovanna Battista della Porta Napolitano erschien 1601. Arago sucht indessen zu beweisen (a. a. O. S. 86), dass Porta weder eine Vorstellung von der grossen Kraft des Wasserdampfes, noch von der Möglichkeit gehabt habe, ihn als Betriebskraft zu verwenden.

Abbildung und Beschreibung von Porta's Dampfapparaten findet sich auch in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 39, 1831, S. 317.

1) Nicholson (Gilbert's Ann. der Physik, Bd. 16, 1804, S. 129) beginnt einen Artikel über Worcester's Antheil an der Erfindung der Dampfmaschine mit den Worten: „Ohne allen Zweifel ist der Marquis of Worcester der Erfinder der Dampfmaschine."

In ähnlicher Weise geschieht dies von Tredgold, Partington, Landner u. A.

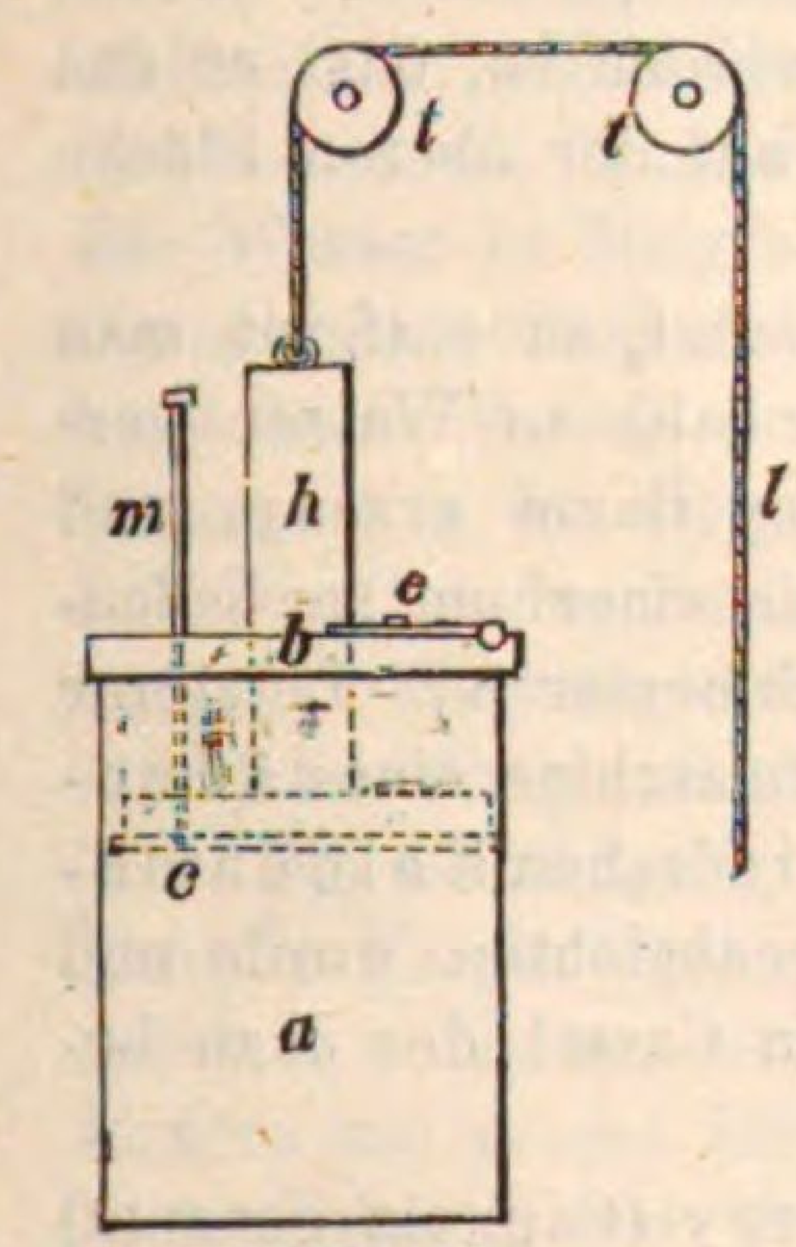
Entschieden dagegen spricht sich der besonnene Farey S. 90 seines oben citirten vortrefflichen Werkes aus, indem er mit der Bemerkung schliesst: „The Marquis of Worcester was indeed a projector, and very importunate and mysterious in his applications for public encouragement."

Unter wörtlicher Anführung der erwähnten 68. Erfindung zeigt am gründlichsten Arago (a. a. O. S. 16) die Unhaltbarkeit der Annahme, dass Worcester eine Maschine seiner Angabe wirklich in den Gang gebracht habe.

2) In der Reihe der Männer, welche sich um die Natur des Wasserdampfes verdient machten, führt man ganz richtig auch den Engländer Samuel Moreland auf, der unter Cromwell und später unter Karl II. eine nicht unwichtige Rolle spielte. Im Jahre 1683 überreichte Moreland dem König von Frankreich (Ludwig XIV.), der ihn wegen Ausführung von Wasserwerken berufen hatte, eine

Die erste bestimmte Idee einer Maschine, welche an die heutige Kolben-Dampfmaschine erinnert, hatte Papin (geb. 1650 zu Blois in Frankreich, † 1710 zu Marburg), mit der er auch nach mehrfach vorausgegangenen Andeutungen, in völlig bestimmter Weise in den Leipziger Actis eruditorum vom Jahre 1690 (P. 410 etc.) hervortrat, auch daselbst eine Zeichnung beifügte, nach welcher Fig. 317 gefertigt ist[1]).

Fig. 317.



a ist ein Hohlcylinder von kreisförmigem Querschnitte, in welchem sich concentrisch gehörig dicht ein Kolben *c* bewegt, der an einer Stange *h* befestigt ist, deren auf- und abgehende Bewegung durch eine über feste Rollen *t t* geleitete Schnur *l* entsprechend fortgepflanzt werden kann.

Bei *c* ist im Kolben ein durch dessen ganze Dicke gehendes Loch befindlich, welches mittelst eines Stäbchens *m* geschlossen werden kann und durch den Deckel *b* leicht beweglich hindurchgeht. Endlich ist eine Art von Klinke *e* am Deckel *b* vorhanden, welche von einer Feder in einen Ausschnitt der Kolbenstange *h* gedrückt wird, sobald der Kolben bei seinem Aufsteigen eine bestimmte Höhe erreicht hat.

Um die Maschine in Thätigkeit zu setzen, bringt man in den unten mit festem Boden ausgestatteten Cylinder *A* etwas Wasser (Papin sagte von

Schrift unter dem Titel: Principes d'une nouvelle force du feu, worin es u. A. heisst: „Wasser, welches durch Feuerkraft in Dampf umgewandelt ist, nimmt als Dampf einen ungefähr 2000 Mal grösseren Raum als vorher ein, und wenn es dann eingeschlossen bleibt, kann es eine Kanone sprengen (was Worcester jedoch schon früher wirklich ausgeführt haben will). Allein diese Kraft, nach den Gesetzen der Statik recht wohl regiert und mittelst des Calculs auf Maas und Gewicht reducirt, kann eine Last ruhig überwinden, oder ziehen wie ein gutes Pferd, überhaupt dem Menschen sehr nützlich werden, insbesondere zum Wasserheben etc. etc."

Das Bemerkenswertheste ist hierbei jedenfalls die Zahl 2000, indem die jüngsten, mit allen möglichen vortrefflichen Instrumenten der Neuzeit versehenen Experimente zeigen, dass Wasserdampf von einer Atmosphäre Pressung ein Volumen einnimmt, welches 1691 Mal grösser ist als das Wasser, woraus er gebildet wurde.

1) Nachdem sich Papin in seinem Vaterlande Frankreich die Doctorwürde erworben hatte, nahm er seinen Aufenthalt in England, wo er 1680 zum Mitgliede der Royal Society gewählt wurde. Dort erfand er den heute noch nach ihm benannten Digestor nebst dem Sicherheitsventile (wovon später auch Savery Gebrauch machte; in Fig. 318 mit dem Buchstaben *e* bezeichnet). Als Calvinist durch den Widerruf des Edicts von Nantes an der Rückkehr nach Frankreich verhindert, suchte er Zuflucht in Deutschland, die er auch beim Landgrafen von Hessen fand und wo er als Professor der Physik an der Universität Marburg bis zu seinem Tode wirkte.

Ueber Papin's Antheil an der Erfindung des Dampfschiffes hat der Ver-

drei bis vier Linien Höhe), schiebt (nach Lösung der Sperrklinke *e*) den Kolben so weit hinab, bis das Wasser anfängt durch das Loch *c* zu treten. Hierauf schliesst man letzteres durch Herabschieben des Stäbchens *m* und macht unter das Gefäss *a* ein mässiges Feuer. Da das dünne Metallblech, woraus man *a* herstellte, die Wärme leicht und rasch hindurch lässt, so verwandelt sich das Wasser bald in Dampf, der gegen den beweglichen Kolben presst und diesen wirklich aufwärts treibt, sobald der Druck so gross geworden ist, dass er das Gewicht der atmosphärischen Luft überwindet, welches auf der oberen Fläche des Kolbens lastet.

Ist der Kolben bis zur höchstmöglichen Stelle gelangt, so entfernt man das Feuer, worauf sich die Dämpfe im Cylinder *a* sehr bald zu Wasser verdichten, wodurch unter dem Kolben ein luftverdünnter Raum erzeugt und ersterer von dem Drucke der atmosphärischen Luft mit einer um so bedeutenderen Kraft niedergedrückt wird, je grösser sein Durchmesser ist. Letzterer Wirkungsweise wegen hat man die Papin'sche Dampfmaschine eine atmosphärische genannt. Von der Ausführung einer Papin'schen Kolbenmaschine im Grossen ist nur so viel bekannt, dass sie beabsichtigt wurde und noch heute in der Henschel'schen Maschinenfabrik in Cassel der dazu bestimmte Dampfcylinder aufbewahrt wird.[1])

Am 25. Juli 1698 nahm der Bergwerksbeamte Savery (Capitain genannt) in England ein Patent auf eine Maschine, womit er Wasser heben und Bewegungen für alle Arten von Arbeitsmaschinen erzeugen wollte. Das Princip der Maschine bestand in folgenden zwei Dingen: erstens, dass ein Vacuum durch die Condensation von Wasserdampf erzeugt wurde; zweitens, dass man die Expansivkraft des Wasserdampfes benutzte, um Wasser auf eine grosse Höhe zu treiben.

Fig. 318.

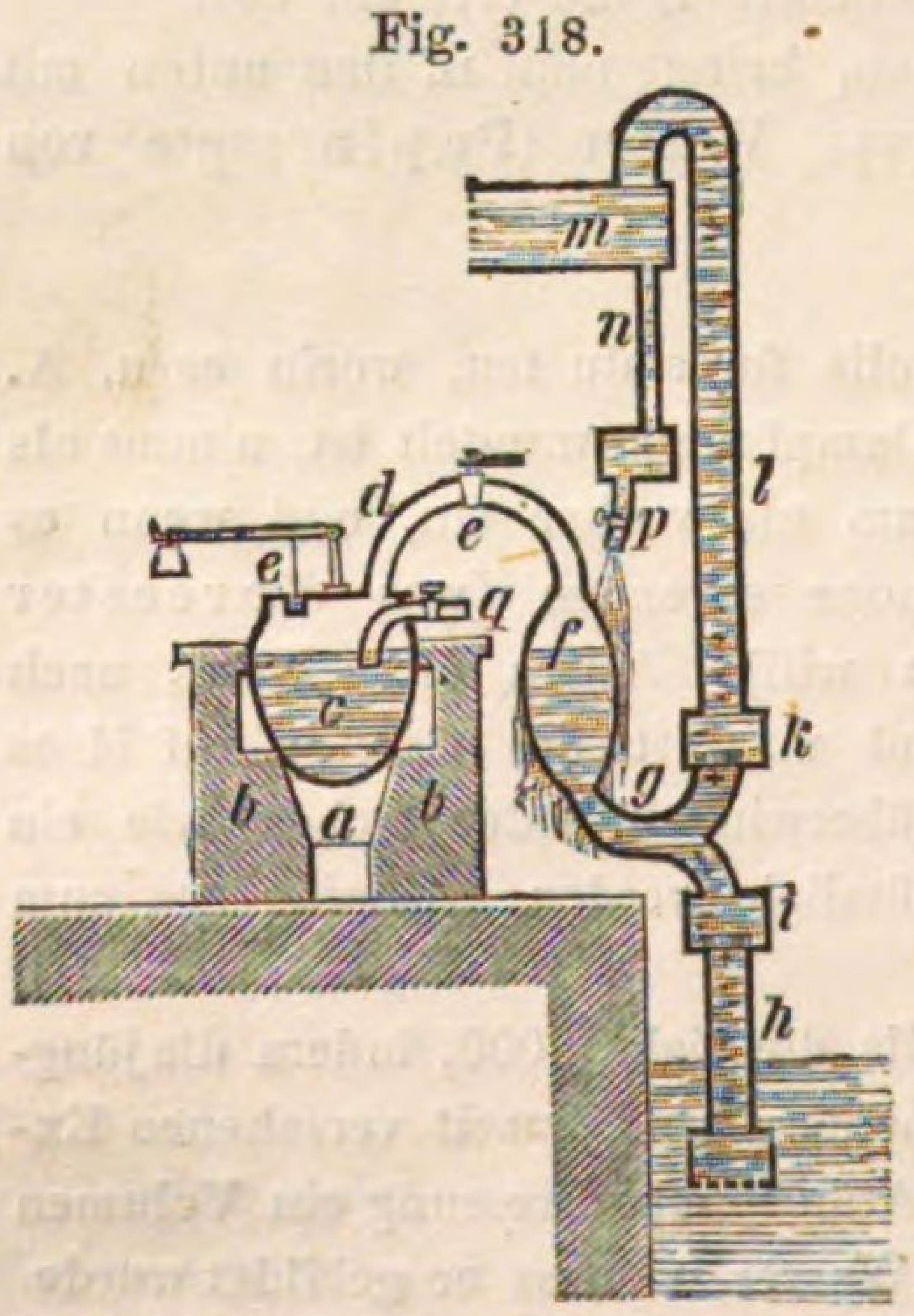


Fig. 318 zeigt diese Savery'sche Maschine im Verticaldurchschnitte. In einem geeigneten Ofen *ab* befindet sich als Dampferzeugungsapparat der Kessel *c*, aus welchem der gebildete Dampf im Rohre *d* abfliessen kann, sobald man einen Hahn *e* öffnet. Die weitere Fortsetzung der Röhre *d* führt in einen Behälter *f*, der wieder unterhalb durch ein Rohr *g* einerseits mit einer Saugröhre *h* und andererseits mit einem Steigrohre *l* (ähnlich wie sie bei den Wasserpumpen vorkommen) in Verbindung steht. Bei *i* und *k* befinden sich

fasser (nach Acten des Hannoverschen Archivs und Correspondenzen mit Leibniz) ausführlich berichtet in Bd. 1, S. 7 des Notizblattes des hannoverschen Architekten und Ingenieurvereins.

1) Leider legte Papin seinem Projecte so wenig praktischen Werth bei, dass er dasselbe aufgab, als ihm eine Zeichnung der (in Nachfolgendem beschriebenen) Savery'schen Maschine zu Gesicht kam. Es ist daher fast zweifellos, dass Papin bei seinem Dampfschiffe eine Maschine nach Savery'schen Principe benutzte.

Ventile, die sich nur in der Richtung von unten nach oben öffnen. Endlich ist *m* der Behälter, welcher zur Aufnahme des gehobenen (Gruben-) Wassers dient.

Das Spiel dieser Maschine ist folgendes:

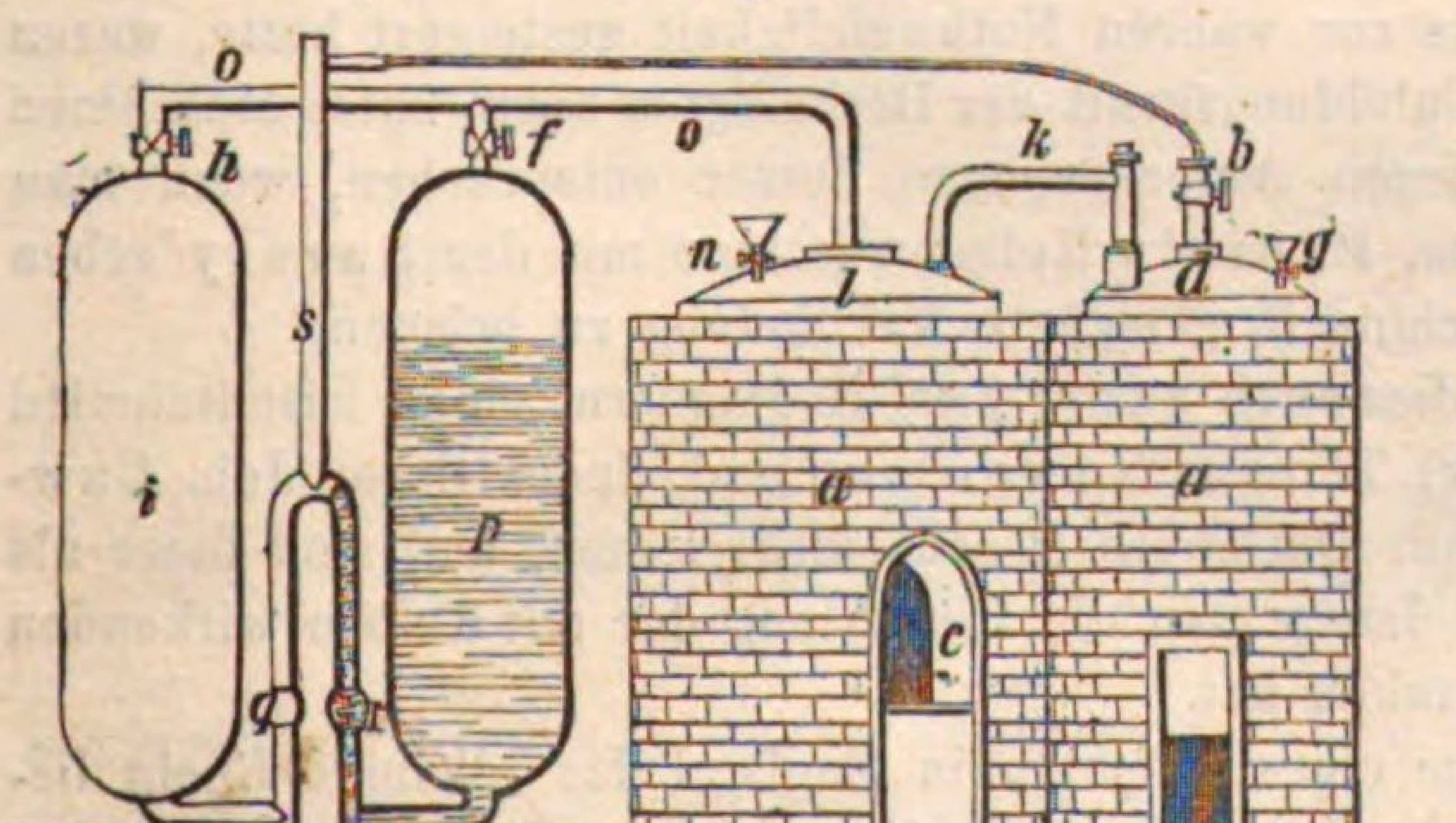
Haben sich genug Wasserdämpfe in *c* entwickelt, so öffnet man den Hahn *e* und füllt *f* mit Dampf. Hierauf schliesst man *e* wieder und lässt von *np* aus kaltes Wasser auf die Aussenwände des Behälters *f* strömen. Hierdurch verdichtet sich der in *f* befindliche Dampf und es entsteht ein luftverdünnter Raum, der sofort mit Wasser gefüllt wird, weil sodann der äussere Atmosphärendruck das Wasser im Steigrohre *h* emportreibt. Oeffnet man hierauf den Hahn *e* von Neuem, so nöthigt der Druck des in *d* wieder fortfliessenden Dampfes das in *f* befindliche Wasser auszuweichen, was nach keiner anderen Seite hin geschehen kann, als in das Steigrohr *l*, worauf es endlich nach wiederholtem Spiele (indem das Ventil *k* das Zurückfliessen verhindert) bei *m* zum Ausgusse kommt.

Der Wirkung des Dampfes in Savery's Maschine entsprechend nennt man dieselbe nicht ganz unrichtig wohl auch die hydraulische Dampfmaschine.

Die Bewältigung des Wassers in tiefen Gruben der englischen Bergwerke war die Hauptaufgabe, deren Lösung sich Savery mit seiner Maschine vorgeschrieben hatte, die ihm jedoch nie gelang, weil sein Princip das Wasserfördern auf grosse Höhen nicht zuliess.

Hiernach war Ursache genug vorhanden, dass sich Savery um die Verbesserung seiner Maschine bemühte und sie namentlich dahin zu bringen suchte, dass sie mindestens eine möglichst ununterbrochene Wirkung erzeugte. Zu letzterem Zwecke ordnete er zwei Condensationsbehälter *i* und *p* (Fig. 319) an, sowie zwei Kessel *d* und *l*, die ein zusammenhängendes Mauerwerk *a* umschloss.

Fig. 319.



Vor Beginn der Arbeit wurde der grosse Kessel *l* bis auf etwa $^2/_3$ seines Inhaltes, der kleine Kessel *d* beinahe ganz mit Wasser gefüllt, während welcher Zeit zwei Hähne *g* und *n* geöffnet sind, um der atmosphärischen Luft den Ausgang zu gestatten.

Nachdem letztere Hähne wieder geschlossen sind, bringt man das Feuer in *c* unter dem grossen Kessel *l* in Gang und erzeugt in letzterem nach und nach den erforderlichen Dampf. Sobald dieser die beabsichtigte Spannung erlangt hat, öffnet man den Hahn *f* des ersteren Behälters, worauf der Dampf sofort von *l* durch das Rohr *o* nach *p* dringt und dies Gefäss füllt, wobei vorher die darin befindliche atmosphärische Luft durch das Ventil *r* in das Hauptsteigrohr *s* getrieben wurde. Sodann schliesst man *f* wieder, öffnet aber den Hahn *h* des zweiten Behälters *i* und jagt zuerst auch hier die ursprünglich darin befindliche atmosphärische Luft durch das Ventil *q* in das Steigrohr *s*. Während dieser Zeit hat die äussere

Luft in Verbindung mit an der Aussenfläche aufgespritztem kalten Wasser den Dampf im ersten Behälter *p* condensirt, so dass darin ein luftverdünnter Raum gebildet wird, in welchem die atmosphärische Luft das (Gruben-) Wasser aus der Tiefe durch das Saugrohr *t* emportreibt.

Auf dem Wege von *t* nach *p* hat das aufsteigende kalte Wasser das Ventil *m* zu heben und befördert überdies die Dampfcondensation in *p*. Oeffnet man in diesem Augenblicke den Hahn *f* von Neuem, so füllt sich der Behälter *p* wieder mit frischem Dampf, dessen Spannung zugleich das vorher eingetretene Grubenwasser zum Aufsteigen in der Röhre *s* zwingt, wo es endlich oben über *o* an passender Stelle ausfliesst.

Während dieser Zeit hat man auch das Feuer unter dem kleinen Kessel *d* in Gang gebracht, welcher den grossen Kessel *l* durch ein Rohr *k* continuirlich mit Dampf versorgt. Ein drittes, von *b* ausgehendes dünnes Rohr communicirt mit dem Steigrohre *s* und speist den kleinen Kessel in dem Maasse mit Wasser, als von dort Dampf nach dem grossen Kessel entweicht. Zur Regulirung des zufliessenden Speisewassers dient ein Hahn *b* etc.

Zum regelmässigen, abwechselnden Oeffnen und Schliessen der Hähne *f* und *h*, welches die ununterbrochene Wirkung der Maschine erforderte, hatte Savery einen ebenso einfachen wie sinnreichen Mechanismus angebracht, so dass überhaupt nur das Hin- und Herdrehen eines Hebels erforderlich wurde, um die Maschine im steten Gange zu erhalten[1]).

Der enorme Verbrauch an Brennmaterial, welchen die unzweckmässige Verwendung des Wasserdampfes bei der Savery'schen Maschine ganz natürlich mit sich führen musste, und die bald erlangte Gewissheit, dass sie zur Bewältigung der Grubenwasser unzureichend war, die Erreichung letzteren Zweckes sich aber bereits zur wahren Nothwendigkeit gesteigert hatte, waren Ursachen, dass sich die Einbildungskraft der Betheiligten anstrengte, Maschinen zu erfinden, die allen diesen Anforderungen besser entsprachen, wozu man namentlich dahin trachtete, Papin's Kolbenmaschine mit der Savery'schen hydraulischen Dampfmaschine in geeignete Verbindung zu bringen.

In der That gelang dies auch zuerst zwei Engländern, einem Eisenschmied (oder Eisenwaarenhändler) Thomas Newcomen und einem Glaser Joh. Cawley, die beide in der Stadt Darmouth (Devonshire) lebten, und sind diese als diejenigen zu betrachten, denen man die Einführung der mit Kolben wirkenden Dampfmaschinen zu verdanken hat.

Da Savery vermöge eines Patentes in England das alleinige Recht besass, durch Verdichtung des Dampfes einen luftverdünnten Raum zu erzeugen, so verbanden sich Newcomen und Cawley mit ihm, indem sie 1705 ein Patent auf alle drei Namen lautend nahmen, um unter den Kolben geführten Dampf zu condensiren und eine abwechselnde Bewegung durch seine Verbindung mit einem Hebel hervorzubringen.

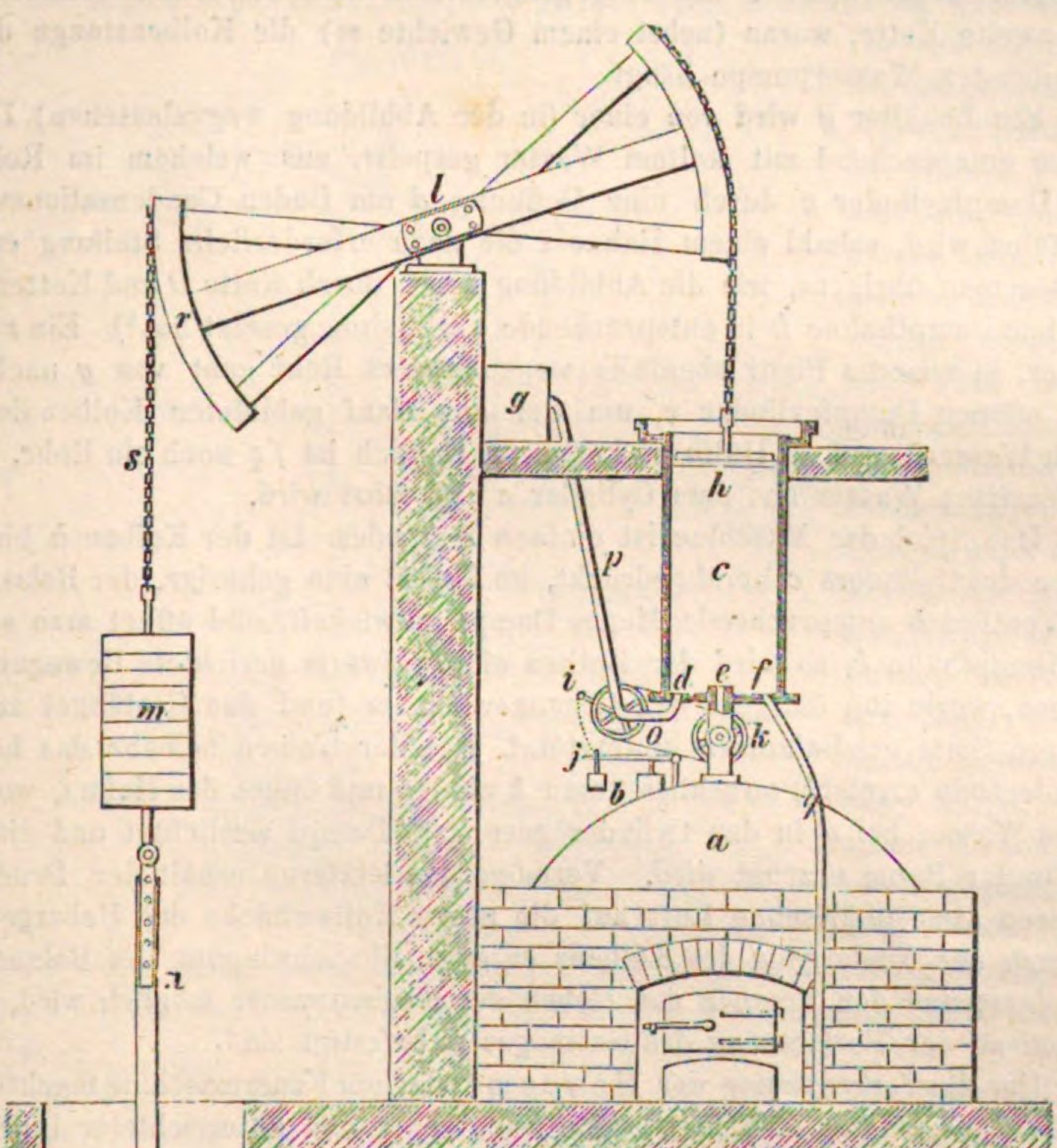
Ziemlich gewiss scheint es indess, dass man eine derartige Maschine, nicht unrichtig atmosphärische Dampfmaschine (damals noch allgemein Feuermaschine) genannt, bald darauf wirklich zu Stande brachte, sowie

1) Sehr vollständige schöne Zeichnungen der Savery'schen Maschinen finden sich bei Farey, a. a. O. Pl. I.

auch von 1711 ab das Patent allein Newcomen überlassen blieb und die Maschine gewöhnlich nur unter diesem Namen aufgeführt wurde [1]).

Fig. 320 zeigt die Newcomen'sche Maschine mit einigen später angebrachten Verbesserungen. Ueber den Scheitel des halbkugelförmigen Kessels *a*

Fig. 320.



mit schwach gewölbtem Boden (ähnlich den heutigen Branntweinblasen) ist unmittelbar der oben völlig offene Dampfcylinder *c* aufgestellt und die Verbindung zwischen beiden durch ein kurzes Rohrstück *e* bewirkt. Je nach der

1) Die erste Newcomen'sche Maschine wurde 1712 zum Fördern von Wasser aus einer Steinkohlengrube zu Griff in Warwickshire in Gang gebracht, wobei der Kolben 22 Zoll Durchmesser hatte. 1720 stellte ein Engländer, Henry Potter, die erste Dampfmaschine für Bergwerkszwecke zu Königsberg in Ungarn auf, die in Leupold's Theatrum machinarum, 1725, Tom. II, §. 202, beschrieben und Taf. XLIV abgebildet ist.

Sehr vollständige Abbildungen einer Newcomen'schen Maschine, welche 1772 Smeaton construirte, findet man bei Farey, a. a. O. Pl. II u. III.

Stellung eines Hahnes *k* kann die Communication zwischen Kessel und Cylinder hergestellt oder unterbrochen werden [1]).

Der genau in den Cylinder passende Kolben *h* ist mit einer entsprechenden Dichtung versehen und durch Ketten so mit einem Schwingbaume (Balancier) *l* in Verbindung gebracht, wie hinlänglich aus der Abbildung erhellt.

Am Bogenstücke *r* des entgegengesetzten Balancierarmes befindet sich eine zweite Kette, woran (nebst einem Gewichte *m*) die Kolbenstange der zu betreibenden Wasserpumpe hängt.

Ein Behälter *g* wird von einer (in der Abbildung weggelassenen) Druckpumpe entsprechend mit kaltem Wasser gespeist, aus welchem im Rohre *p* dem Dampfcylinder *c* durch eine Oeffnung *d* am Boden Condensationswasser zugeführt wird, sobald einem Hahne *i* die dazu erforderliche Stellung ertheilt ist, den man übrigens, wie die Abbildung zeigt, durch Kette *O* und Kettenräder mit dem Dampfhahne *k* in entsprechende Verbindung gesetzt hat [2]). Ein zweites dünnes, in unserer Figur ebenfalls weggelassenes Rohr geht von *g* nach dem oben offenen Dampfcylinder *c*, um der aus Hanf gebildeten Kolbendichtung durch Wasserdampf zu Hülfe zu kommen. Endlich ist *fq* noch ein Rohr, worin condensirtes Wasser aus dem Cylinder *c* abgeführt wird.

Das Spiel der Maschine ist einfach folgendes. Ist der Kolben *h* bis zum Boden des Cylinders *c* herabgedrückt, im Kessel eine gehörige, der Belastung *j* des Ventiles *b* entsprechende Menge Dampf entwickelt, und öffnet man sodann den Dampfhahn *k*, so wird der Kolben eine aufwärts gerichtete Bewegung annehmen, worin ihn übrigens das Gegengewicht *m* (und das Gestänge) auf der anderen Seite des Balanciers unterstützt. Hat der Kolben beinahe das höchste Cylinderende erreicht, so schliesst man *k* wieder und öffnet den Hahn *i*, wodurch kaltes Wasser bei *d* in den Cylinder gespritzt, Dampf verdichtet und ein luftverdünnter Raum erzeugt wird. Vermöge des letzteren erhält der Druck der äusseren atmosphärischen Luft auf die obere Kolbenfläche das Uebergewicht, wodurch der Niedergang des Kolbens erzeugt, die Schwingung des Balanciers *l* veranlasst und den Pumpen das Heben der Grubenwasser möglich wird, deren Kolben an der Fortsetzung des Gestänges *n* befestigt sind.

Um die Verbesserung der Newcomen'schen Feuermaschine machte sich, von 1718 ab, zuerst Beighton, ein talentvoller und unterrichteter Ingenieur, nachher aber ganz besonders der uns rühmlichst bekannte Smeaton verdient, dieser vorzüglich noch dadurch, dass er die Maschine nicht nur zum Wasserheben, sondern auch zum Treiben der Cylindergebläse [3]) und der Mühlwerke

1) Smeaton ersetzte später den Hahn *k* durch einen kreissegmentartigen Schieber, der unmittelbar auf dem Scheitel des Kessels angebracht war (Farey, a. a. O.).

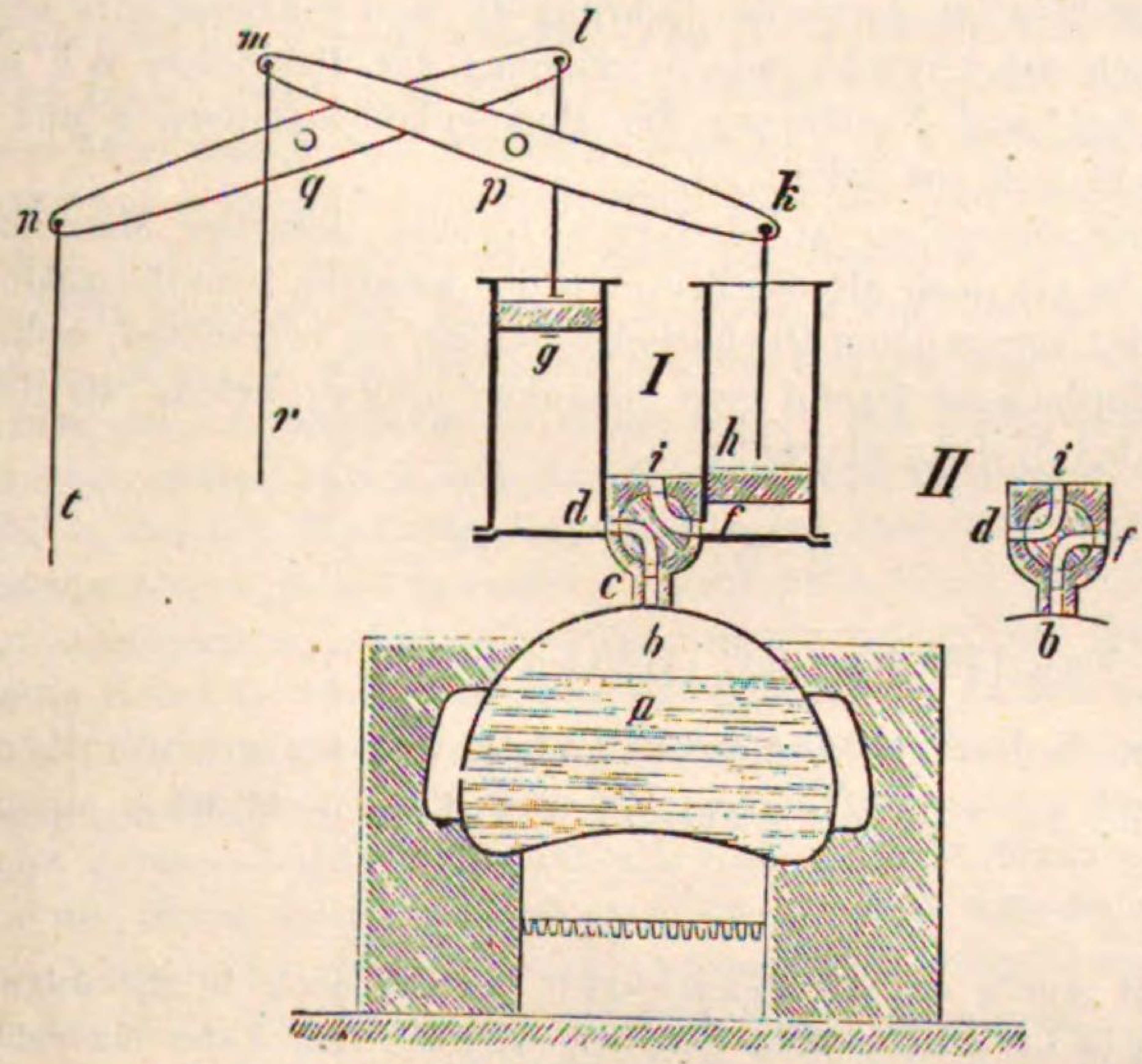
2) Nach Farey hat ein Knabe, Humphrey Potter, der mit dem Oeffnen und Schliessen der Hähne *i* und *k* beauftragt war, dadurch eine Selbststeuerung bewirkt, dass er diese (durch Stricke) in geeigneter Weise mit dem Balancier *l* in Verbindung brachte. Sinnreiche und praktische Selbststeuerungen, aus Zugstangen und Klinkwerken bestehend, hat später Smeaton ausgeführt, wovon sich ebenfalls Abbildungen bei Farey vorfinden.

3) Das erste Cylindergebläse hat Smeaton selbst 1760 bei den Carron Iron Works in Schottland (zum Ersatze von Balgebläsen) construirt und in

anzuwenden verstand, im letzteren Falle derartig, dass er mit der Feuermaschine Wasser in entsprechende Behälter hob und dies auf oberschlägige Räder wirken liess [1]).

Trotz aller dieser Bemühungen fand die damalige Feuermaschine, des immer noch viel zu grossen Verbrauches an Brennmaterial wegen, dennoch nicht die allgemeine Verbreitung, welche das nach brauchbaren, ökonomischen Betriebsmaschinen seufzende Berg- und Eisenhüttenwesen, die Mühlen und andere Maschinen der immer mehr aufkeimenden Industrie erwarten liessen. In der That mussten zur Ausbreitung der Dampfmaschine besonders in letzterem Gebiete ganz andere Verbesserungen vorausgehen, als die waren, womit man sich unter fortwährender Beibehaltung des Newcomen-schen Grundprincipes abgequält hatte. Die Auflösung der Aufgabe sollte indess nicht lange auf sich warten lassen, wie wir sogleich beim Eintritte in die zweite Periode der Geschichte der Dampfmaschine erfahren werden.

Fig. 321.



Vorher sei jedoch erwähnt, dass auch der uns aus mehrfachen Citaten bekannte Verfasser des Theatrum machinarum, der deutsche Mechaniker Leupold, eine Idee zur Vereinfachung der Feuermaschine aussprach und diese in einer Zeichnung darstellte [2]), nach welcher Fig. 321 entworfen ist.

Gang gebracht, wodurch dem rationellen Eisenhüttenbetriebe eins der wichtigsten Elemente geboten wurde (Farey, a. a. O. P. 273).

1) Application of the atmospheric engine to raise water for working mills by water-wheels (Farey, a. a. O. P. 296).

Smeaton scheint auch der Erfinder des sogenannten Katarakts zu sein, mit welchem Namen ein Mechanismus bezeichnet wird, der nach jedem Hube der Maschine eine Pause (Stillstand) eintreten lässt, den man von der Grösse des Widerstandes abhängig macht. Auch dient der Katarakt zugleich als Hubzähler. Ausführlich wird, unter Beifügung einer Abbildung, über den Katarakt im vierten Bande dieses Werkes, S. 594—596 gehandelt.

2) Theatrum machinarum hydraulicarum. Tom. II, §. 200, Tab. XLIII, Leipzig 1725.

Wie Newcomen stellt auch Leupold seine Maschine unmittelbar über den Kessel *a*, dessen Dampfraum *b* durch ein Rohr *c* unter Zwischenstellung eines (schon von Papin angegebenen Vierweghahnes) mit einem der beiden Cylinder *g* und *h* in Communication gesetzt werden kann. Bei der Stellung *I* des Vierweghahnes strömt der Dampf durch die Bohrung *cd* in den linken Cylinder und treibt dessen Kolben *g* in die Höhe, wogegen der vom vorhergehenden Spiele im Cylinder rechts befindliche Dampf, wo der Kolben *h* im Niedergange begriffen ist, durch die Bohrung *fi* in die Atmosphäre entweicht. Wie hierdurch die abwechselnde Schwingung der Balanciers *mk*, *nl* und mit dieser der Auf- und Niedergang der Pumpenkolbenstangen *r* und *t* erfolgen kann, versteht sich von selbst.

Obgleich nirgends angegeben ist, ob Leupold eine derartige Maschine jemals ausführte, so ist sie doch als das Prototyp der heutigen Dampfmaschine ohne Condensation, der sogenannten Hochdruckmaschine, zu betrachten, wobei der zum Betriebe erforderliche Dampf eine Spannung besitzt, welche die der atmospärischen Luft bei Weitem übertrifft.

§. 92.

II. Von 1769 bis 1800 (Watt-Periode).

Dem genialen Schotten James Watt[1]) war es vorbehalten, die Dampfmaschine zu einem derartigen Grade der Vollkommen-

1) James Watt wurde am 19. Januar 1736 zu Greenock in Schottland am Ausflusse der Clyde ins Irische Meer geboren, woselbst sein Vater ein achtbarer Blockmaker und Shipchandler war. Von zarter Constitution, die kein langes Leben versprach, gewöhnte er sich frühzeitig an Zurückgezogenheit und damit an ein fleissiges Studium wissenschaftlicher Bücher, zu deren Verständniss Männer beitrugen, die sich schon damals in den schottischen und englischen Provinzialstädten durch Vorträge über mechanische Naturlehre verdient machten. Im Jahre 1754 begab er sich nach London und ging dort drei Jahre lang bei einem Verfertiger mathematischer und physikalischer Instrumente vollständig in die Lehre. Angestrengte Arbeiten aller Art zwangen ihn, 1758 in die heimathliche schottische Luft zurückzukehren, wo er noch in demselben Jahre an der Universität Glasgow die Stelle eines Inspectors der Modellsammlung erhielt, die ihm zugleich den Vortheil brachte, im Universitätsgebäude selbst (was ihm ausserhalb durch damals noch bestehende Zünfte verwehrt wurde) sein Geschäft als Kleinmechaniker (für Maschinenmodelle, Uhren, Orgeln etc.) zu betreiben.

Unter den damals in Glasgow Studirenden befand sich auch der nachher (besonders durch sein Werk: A system of mechanical philosophy) berühmte Dr. Robison, der auf Watt's Streben einen vortrefflichen Einfluss übte und ihm namentlich sein Project vertraute, die Dampfmaschine zum Treiben von Wagen auf gewöhnlichen Strassen zu verwenden. Mancherlei Versuche führten zu keinem entscheidenden Resultate, bis ihm 1763 vom Professor Anderson an der Universität Glasgow das Modell einer Newcomen'schen Wasserhebungs-Dampfmaschine zur Reparatur übergeben wurde, wobei er Fehler entdeckte, von denen

heit zu gestalten, dass man selbst bis auf dem heutigen Tag nicht im Stande gewesen ist, grössere, bedeutsamere und sehr wesentlichere Verbesserungen in den Haupttheilen der Ma-

er annahm, dass sie auch an den betreffenden grossen Maschinen vorhanden sein müssten, und mit deren Abstellung er sich aufmerksam beschäftigte. Hierbei kam er auf die wichtigste seiner Entdeckungen, nämlich: die Verdichtung des Dampfes in einem besonderen Gefässe (Condensator genannt) zu bewirken, das vom Dampfcylinder gänzlich geschieden war und mit ihm nur durch eine enge Röhre in Verbindung stand. Im Jahre 1768 gab er sein Glasgower Geschäft ganz auf und etablirte sich als Civil-Ingenieur, wobei er zugleich durch einen Dr. Roebuck mit Geld unterstützt wurde, der die ausgedehnten Kinneal-Kohlenwerke des Herzogs von Hamilton im Betriebe hatte. In Kinneal House brachte er 1768 seine erste Maschine mit einem 18zölligen Dampfcylinder in Gang, bewarb sich auch noch in demselben Jahre um sein erstes Patent, erhielt es jedoch erst im folgenden, d. h. 1769. Roebuck, der mit Watt förmlich associirt war, trat bald zerrütteter Vermögensumstände wegen freiwillig zurück, worauf 1773 Watt das Glück hatte, einen eben so ehrenwerthen, wie reichen Theilnehmer an seinem Geschäfte in der Person eines Herrn Boulton aus Soho bei Birmingham zu finden, ohne dessen Mitwirkung Watt vielleicht zu gar keinem rechten Ziele gelangt wäre. Stuart in seinen Anekdoten und daraus Dingler's Polytechnisches Journal, Bd. 28, S. 488, sagt geradezu: „dass England trotz der Talente Watt's wahrscheinlich nicht in den Stand gesetzt worden wäre, in so kurzer Zeit die nicht zu berechnenden Vortheile der Dampfmaschine zu geniessen, wenn Herr Boulton es nicht vermocht hätte, 50000 Pfd. Sterl. (über 300000 Thlr.) auszulegen, ohne einen Penny dafür eher zu erhalten, als sein wohlberechnender Speculationsgeist, der den Werth der Erfindung durchblickte, es voraus bemessen hatte."

Im Jahre 1775 gelang es Boulton's Einflusse, Watt's Patent auf 25 Jahre, also bis zum Jahre 1800, zu verlängern. Von hier ab datiren sich die grossen Erfolge Watt's und die zahlreichen Ausführungen von Dampfmaschinen, welche zur Wohlfahrt der menschlichen Gesellschaft verwandt wurden.

1776 führte die neue Firma: Watt and Boulton, die erste grössere Dampfmaschine von 50 Zoll Kolbendurchmesser für ein grosses Wasserpumpwerk bei Tipton in Staffordshire glücklich aus, 1778 eine ähnliche von 58 Zoll Durchmesser zu Ketley in Shropshire. Die erste Dampfmaschine für die Manchester Baumwollspinnerei lieferte Watt 1782, und zwar an Arkwright. In London waren nach wenigen Jahren alle Bierbrauereien mit Watt'schen Dampfmaschinen versehen. Daselbst wurden 1786 von Watt die ersten Dampfmahlmühlen (Albion flour-mills) in Betrieb gesetzt, 1792 die erste Maschine zum Betriebe eines Birminghamer Walzwerkes geliefert etc. (Man sehe die betreffenden Verzeichnisse bei Farey, a. a. O. S. 328, 444, 508 etc.)

Auch durch vielfache wissenschaftliche Arbeiten, Entdeckungen und physikalische Versuche, u. a. über die Dichte, Spannkraft, latente Wärme des Dampfes, erwarb sich Watt grosse Verdienste, so dass ihn viele gelehrte Gesellschaften zu ihrem Mitgliede wählten, u. a. 1785 die Royal Society of London, 1808 das Institut de France, ja letzteres ernannte ihn 1814 sogar zu einem seiner acht aus-

schine anzubringen. Mit vollem Rechte bezeichnet man daher Watt als den zweiten Erfinder, oder richtiger als den Schöpfer der Dampfmaschine von der Form und Einrichtung, wie sie jetzt für die Gewerbsindustrie, den Handel und Verkehr bereits völlig unentbehrlich geworden ist, für landwirthschaftliche Zwecke es immer mehr wird, und die im Stande ist, an jedem beliebigen Orte Arbeitskraft zu entwickeln, wo es nicht an Wasser und Brennmaterial fehlt.

Watt's Dampfmaschine von 1768 war eine solche, wobei der Dampf nur den Niedergang des Kolbens erzeugte, der Aufgang aber durch entsprechend (an der anderen Balancierseite) angebrachte Gegengewichte bewirkt wurde und die man deshalb auch einfachwirkende Dampfmaschine nannte. Das wesentlich Neue dieser Maschine bestand in der Anbringung eines, vom Treibkolbencylinder völlig getrennten Gefässes, zur Condensation des Dampfes, Condensator genannt, sowie darin, dass er den Druck der atmosphärischen Luft auf den Kolben der Maschine ganz wirkungslos machte [1]).

wärtigen Mitglieder. Die Universität Glasgow ertheilte ihm das Diplom eines Doctors der Rechte etc.

Watt hatte das Glück, noch in den letzten Tagen seines Lebens Dampfschiffe, mit seinen Maschinen ausgerüstet, nach allen Theilen der Welt fahren zu sehen und überhaupt reichen Lohn aller Art für seine grossen Verdienste und Bemühungen einernten zu können, wodurch er nicht nur der Wohlthäter seines Vaterlandes, sondern der ganzen civilisirten Welt in einer Ausdehnung wurde, deren Grenzen heute noch nicht zu bezeichnen sind.

In friedlichster Weise endete Watt sein Leben am 25. August 1819 in einem Alter von 84 Jahren auf seinem reizenden Landsitze Heathfield unweit Birmingham.

Zweimal verheirathet, zuerst mit einer Miss Miller aus Calton und sodann mit Miss Mac Gregor aus Glasgow, hinterliess er einen Sohn, der ihn in seinem Geschäfte unterstützte, und zwei Grosstöchter, die noch vor wenigen Jahren in Glasgow lebten.

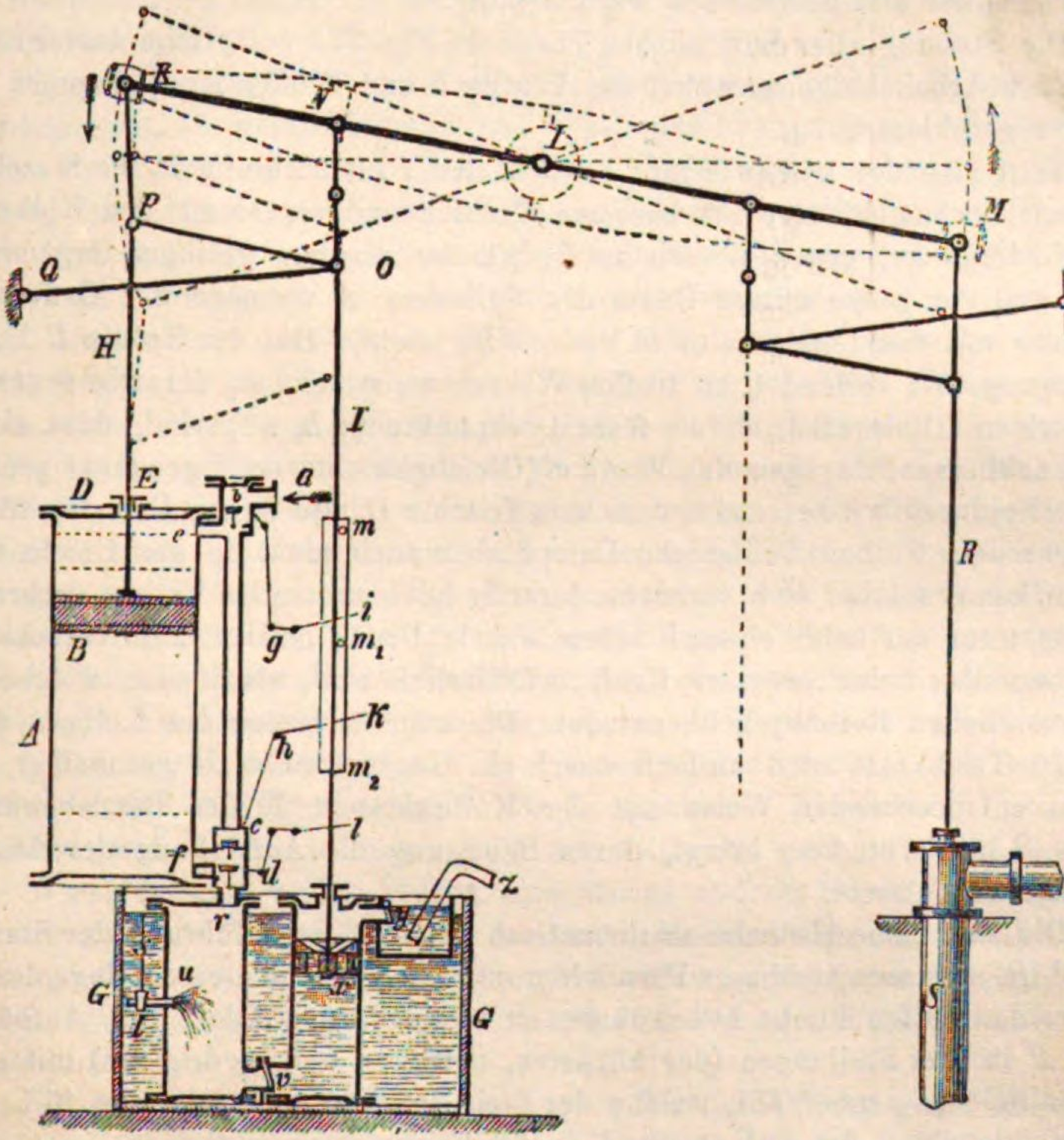
Unter den mehrfachen Denkmälern, welche Watt errichtet wurden, verdient besonders die kolossale Marmorstatue in der Westminster-Abtei zu London Beachtung, die mit folgender von Lord Brougham verfassten Inschrift versehen ist:

„Not to perpetuate a name which must endure while the peaceful arts flourish but to show that mankind have learne‿ ‿o honour those who best deserve their gratitude. The king, his ministers, and many of the nobles and commoners of the realm raised this monument to James Watt who directing the force of an original genius, early exercised in philosophic research to the improvement of the steam engine, enlarged the resources of his country, increased the power of man and rose to an eminent place among the most illustrious followers of science and the real benefactors of the world born at Greenock MDCCXXXVI died at Heathfield in Staffordshire MDCCCXIX."

1) Watt's erstes Patent von 1769 (ein Jahr später, als er seine Maschine in Gang brachte) umfasste wesentlich folgende Gegenstände: 1) Kolbencylinder mit

Fig. 322 stellt die einfach wirkende Dampfmaschine in ihren Haupttheilen dar, jedoch mit allen späteren von **Watt** selbst angebrachten Verbesserungen versehen. *A* ist der Treibcylinder mit Boden und Deckel, wovon letzterer mit einer Stopfbüchse *E* versehen ist, um dampfdicht die Stange *H* des Arbeits-

Fig. 322.



kolbens *B* hindurchblassen zu können. Oben und unten seitlich am Dampfcylinder *A* sind Oeffnungen *e* und *f* angebracht und diese durch Canäle mit Kästen verbunden, in welchen sich Ventile *b*, *c*, *d* befinden, die durch Hebelwerke (Klinken, Sperrhaken etc.) von einer Stange *I* aus, welche am Balancier bei *O* aufgehangen ist, geöffnet und geschlossen werden können. *u* ist der Condensator, welcher überall von kaltem Wasser im Gefässe *G* umgeben wird.

schlechten Wärmeleitern umhüllt und mit einem Dampfkessel versehen; 2) Condensator vom Dampfcylinder völlig getrennt, mit kaltem Wasser umgeben; 3) Pumpe (Luftpumpe genannt) zur Entfernung des condensirten Dampfes; 4) Anwendung des Dampfdruckes statt der Atmosphärenpressung zum Niedertreiben des Arbeitskolbens; 5) Steuerungsmechanismen (Ventile, Klinkwerke etc.). Die in Fig. 322 gezeichnete Art des Aufhängens und Führens der Kolbenstange *H*, Parallelogramm *PKNO* und Gegenlenker *QO* gehören zu späteren Patenten. Bei den ersten **Watt**'schen Maschinen war die Aufhängung der Kolbenstangen so, wie Fig. 320 zeigt.

Darin ist auch die Pumpe x aufgestellt, welche die zufolge der Condensation auftretenden Flüssigkeiten, Wasser und atmosphärische Luft, wegschafft und (nicht ganz richtig) Luftpumpe genannt wird. Um von Zeit zu Zeit kaltes Wasser in den Condensator spritzen zu können, ist ein Hahn l vorhanden (Injectionshahn), welcher durch eine nach oben fortgeführte Stange mit Handgriffen geöffnet und geschlossen werden kann.

Die Stellung aller beweglichen Theile in Fig. 322 entspricht dem Niedergange des Arbeitskolbens, wobei die Ventile b und d offen sind, dagegen das Ventil c geschlossen ist.

Tritt also der frische Dampf bei a nach der Pfeilrichtung in die Maschine, so passirt er ungehindert den obersten Canal e und veranlasst den Kolben B zum Niedergange, gegen dessen untere Fläche ein nur geringer Gegendruck wirkt, weil der ganze untere Raum des Cylinders A vermöge der Oeffnungen f, d und r mit dem Condensator in Verbindung steht. Hat der Kolben B seinen Niedergang fast vollendet, so treffen Warzen m, m_1 und m_2 derartig gegen die zugehörigen Klinkwerke, deren feste Drehpunkte g, h, n[1]) sind, dass sich b und d schliessen, dagegen das Ventil c (Gleichgewichtsventil genannt) geöffnet wird. Hierdurch wird erreicht, dass kein frischer Dampf in den Cylinder treten, der über dem Kolben befindliche Dampf aber auch nicht in den Condensator fliessen kann, solcher sich vielmehr derartig auch unter den Kolben verbreitet, dass letzterer auf beide ebene Flächen einerlei Druck erfährt, zum Verschieben desselben also keine grössere Kraft erforderlich wird, als die ist, welche die unvermeidlichen Reibungen überwindet. Die zum Aufgange des Kolbens nothwendige Triebkraft wird einfach durch ein Gegengewicht R geschaffen, das man in entsprechender Weise mit der Kolbenstange R der Betriebswasserpumpe S in Verbindung bringt, deren Bewegung die Aufstellung der Dampfmaschine veranlasste.

Die sinnreiche (beinahe mathematisch genaue) Geradführung der Stangen H und R, ein verschiebbares Parallelogramm $KNOP$ mit einem Gegenlenker, der um den festen Punkt Q schwingt, ist so angeordnet, dass der Aufhängepunkt P in drei Stellungen (der höchsten, mittleren und niedrigsten) mit einer Verticallinie zusammenfällt, welche der Pfeil des Schwingungsbogens K bei der Horizontalstellung des Balanciers KLM halbirt.

Schliesslich wird noch auf das Ventil v, in der Verbindungsröhre des Condensators mit der Luftpumpe, sowie auf ein zweites y aufmerksam zu machen sein, wodurch dem Wasser und der Luft nur Bewegung nach einer Richtung gestattet wird. In das Wasser des Gefässes, worin y mündet, taucht das Saugrohr z der (Warmwasser-) Pumpe, die dem Kessel Speisewasser zuführt, und sich an der rechten Seite des Balanciers an der Stelle befindet, welche durch eine punktirte Verticallinie hervorgehoben ist. Eine andere, in der Abbildung weggelassene, ebenfalls an der Balancierseite LM aufgehangene Pumpe (Kaltwasserpumpe) versorgt das Gefäss G mit dem erforderlichen kalten Wasser.

Eine wichtige Verbesserung seiner Maschine ersann Watt schon 1769, führte sie aber erst 1778 aus, indem er nämlich den Dampfzufluss früher absperrte, bevor der Kolben seinen Weg zurückgelegt hatte, so dass der Dampf

1) Der Buchstabe n am Hebelwerke ld gehört an den ersten Drehpunkt links von l und wurde beim Anfertigen des Holzschnittes vergessen.

ohne frischen Nachschub wirkte, vielmehr allein durch das Bestreben zum Ausdehnen, d. h. durch seine Expansivkraft den Kolben bis an das Ende seines Hubes trieb.

Heute noch macht man von diesem Principe Gebrauch und nennt derartige Maschinen Expansionsdampfmaschinen, richtiger Maschinen mit Absperrung. Ihr Hauptvortheil besteht in der Ersparung von Dampf und demzufolge auch an Brennmaterial.

Obwohl bereits von Papin versucht worden war (mittelst Zahnstange und Zahnsegment), die geradlinig auf- und abgehende Bewegung einer Kolbenstange in eine Drehbewegung umzusetzen, auch an der Newcomen'schen (atmosphärischen) Dampfmaschine in anderer Weise, jedoch ohne Erfolg, probirt wurde, ungeachtet endlich Handspinnrad und Fussdrehbank längst mit Kurbel, Lenkstange und Schwungrad zu gedachtem Zwecke versehen worden waren, kam Watt doch erst in der Zeit von 1778 auf 1779[1]) auf den Gedanken, dieselben Mechanismen für die Dampfmaschine nutzbar zu machen. Watt verfehlte jedoch, sich Anwendung von Kurbel und Lenkstange zeitig genug durch ein Patent zu sichern. In ähnlicher Weise ging es mit dem Schwungrade als Mittel, eine gleichförmige Umdrehung zu erzeugen, was früher immer deshalb nicht hatte glücken wollen, weil die atmosphärischen Maschinen meist nur geringe Kolbengeschwindigkeiten gestatteten und langsam umlaufende Schwungräder nicht den gehörigen Nutzen bringen.

So kam es, dass zwei Andere Watt vorgriffen, welchen unbestritten seine desfallsigen Arbeiten bekannt geworden waren. 1779 nahm ein gewisser Wasbrough in Bristol ein Patent auf die Anwendung des Schwungrades bei Dampfmaschinen und im folgenden Jahre der Knopfmacher Picard in Birmingham ein Patent auf die Anwendung von Krummzapfen und Lenkstange[2]).

Watt's Genie wusste jedoch eine Menge anderer Mechanismen zum Ersatz der genannten zu schaffen[3]), worunter die Sonnen- und Planetenradanordnung (Fig. 323), auf die wir nachher zurückkommen werden, sich als vorzüglich brauchbar herausstellte und von Watt vielfach in Anwendung gebracht wurde.

Watt erkannte bald, dass, um seine Dampfmaschine ganz zu vervollkommnen, der Kolben durchaus mit derselben Kraft auch in die Höhe getrieben werden musste, womit er bisher nur dessen Niedergang erzeugt hatte, kurz er erfand die doppeltwirkende Dampfmaschine, wovon er bereits 1774 dem Unterhause eine Zeichnung vorlegte, allein erst in der Zeit von 1781 bis 1782 in Soho eine solche wirklich zur Ausführung brachte[4]).

1) Farey, a. a. O. P. 423.

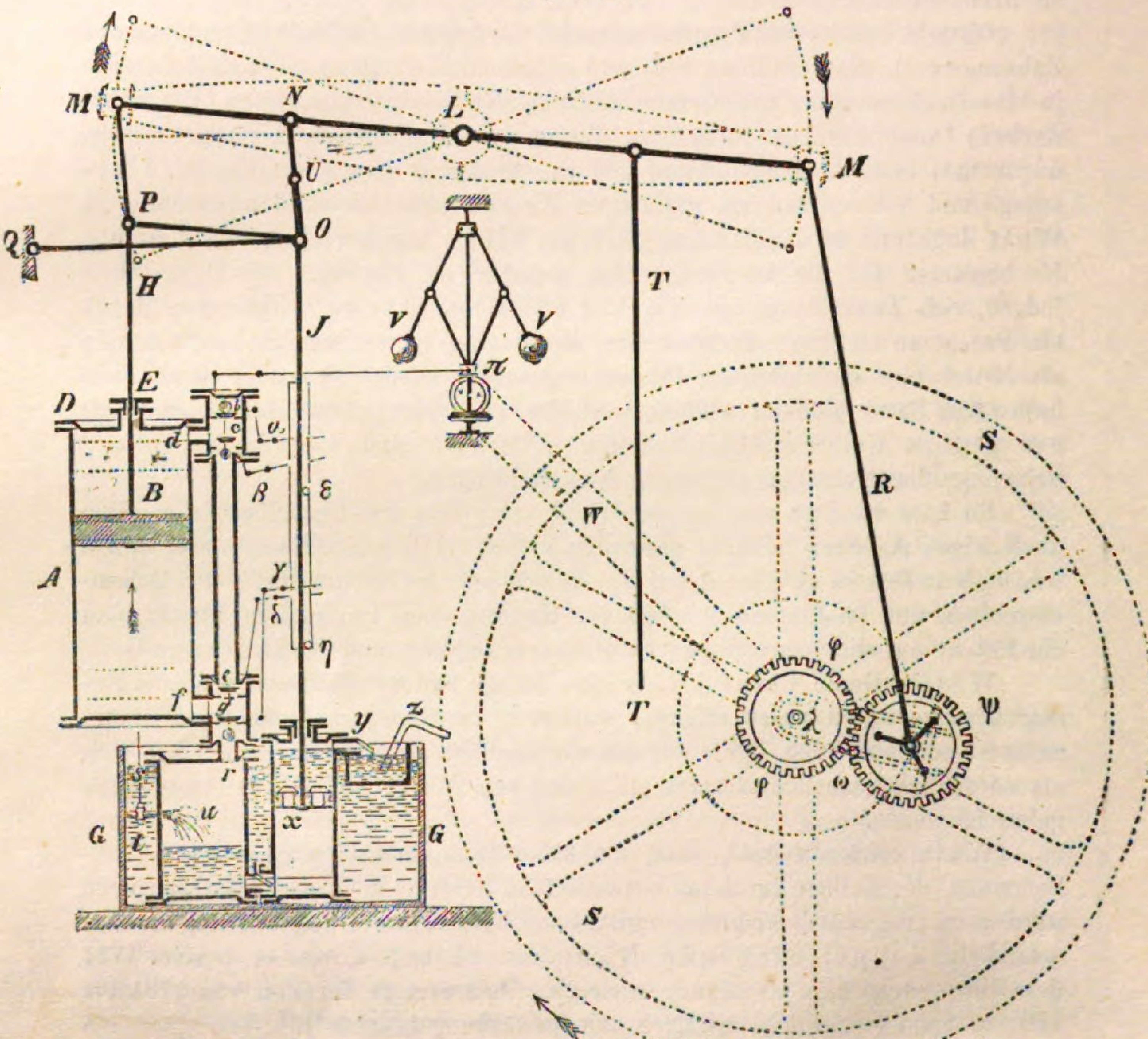
2) Ausführlich bei Farey, a. a. O. P. 409 u. 423; ferner bei Muirhead, Vol. III, P. 36.

3) Auf verschiedene Methoden, die geradlinig hin- und hergehende Kolbenbewegung in eine continuirliche Kreisbewegung umzusetzen, bezieht sich hauptsächlich Watt's zweites Patent vom Jahre 1781. Beschreibungen und Abbildungen davon liefert Muirhead, a. a. O. P. 36.

4) Watt's drittes Patent, welches er 1782 erhielt, bezieht sich namentlich auf die doppeltwirkende Dampfmaschine. Eine der ersten dieser Maschinen wurde 1784 in London in der Goodwyne'schen Brauerei aufgestellt und in Gang gebracht.

Fig. 323 zeigt diese Maschine im Verticaldurchschnitte, wobei jedoch die Geradführung der Kolbenstange durch ein Parallelogramm *MNOP* bewirkt wird, welches erst Gegenstand eines späteren Patents war [1]), wozu auch der sogenannte Kugel- (Centrifugal-) Regulator *V* gehört, dessen man sich schon früher bei englischen Windmühlen bedient hatte.

Fig. 323.



Einer besonderen Erklärung bedarf hier vor Allem die aus Ventilen gebildete Steuerung, wozu jedoch auch die Betrachtung der betreffenden Seitenansicht (Fig. 324) erforderlich wird.

1) Des vierten, 1784 empfangenen Patentes, welches sich auf die rotirende Dampfmaschine (weiter unten Fig. 331 abgebildet), auf das Parallelogramm zur Geradeführung der Kolbenstange, auf neue Steuerungen und auf Strassen-Dampfwagen bezog. Watt's fünftes und letztes Patent bezog sich namentlich auf Dampfkesselheizungen und datirt vom Jahre 1785.

Der frische Dampf wird vom Kessel aus der Maschine durch das Rohr *a* zugeführt, wobei angenommen ist, dass von den vier vorhandenen Ventilen die beiden *b* und *g* geschlossen, dagegen die *c* und *e* geöffnet sind. Hiernach muss aber der frische Dampf unter den Arbeitskolben *B* im Cylinder *A* treten, während der über dem Kolben befindliche Cylindertheil mit dem Condensator *r* in Verbindung gesetzt ist.

Wie aus der Seitenansicht Fig. 324 erhellt, geht nämlich der frische Dampf von *a* aus über das geschlossene Ventil *b* hinweg, steigt in der Röhre *h* hinab und kann dort, wegen des geöffneten Ventiles *c*, durch den in das Innere des Cylinders *A* führenden Dampfcanal *f* unter den Kolben treten, während der vom vorigen Spiele über dem Kolben befindliche Dampf den Canal *d* passirt, durch das geöffnete Ventil *e* fliesst und direct seinen Weg im Seitenrohre *i* zum Condensator *u* nimmt.

Fig. 324.

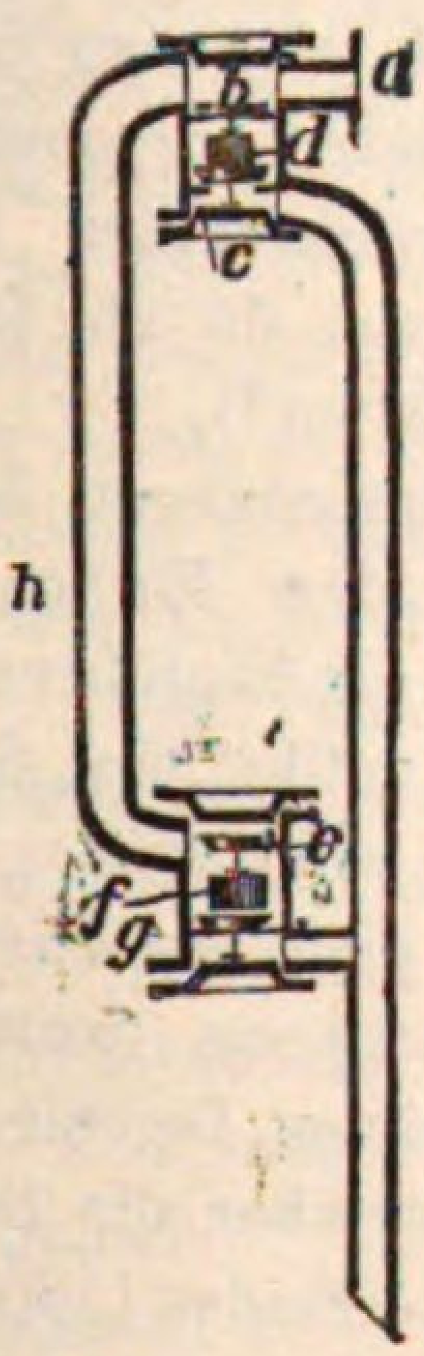
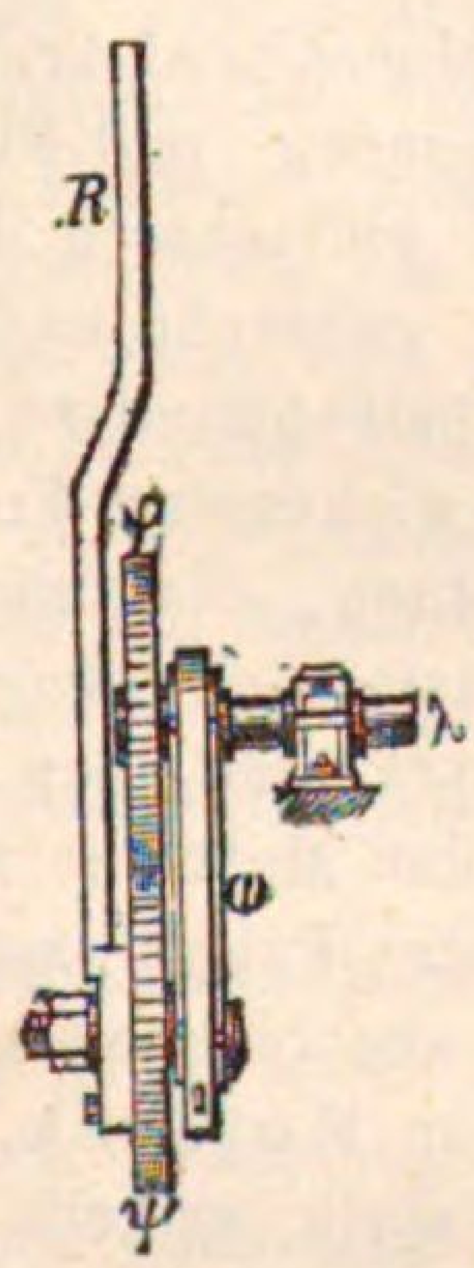


Fig. 325.



Durch entsprechende Bewegung der Klinkwerke α, β, γ und δ, vermittelst der Warzen η und ε, an der mit dem Balancier *LM* aufwärts steigenden Steuerstange *J*, erhalten kurz vor Vollendung des Hubes die Ventile die genau entgegengesetzte Stellung, d. h. es werden *e* und *c* geschlossen, dagegen *b* und *g* geöffnet.

Hierdurch wird aber bewirkt, dass der frische Dampf durch die Ventilöffnungen *b* und *d* über den Arbeitskolben *B* treten kann, während der unter dem Kolben *B* befindliche Dampf, wegen des verschlossenen Ventiles *e*, von *f* direct durch das offene Ventil *g* nach dem Condensator zu fliessen im Stande ist.

Es bleibt jetzt nur noch übrig, den bereits erwähnten Mechanismus (Fig. 325 in der Seitenansicht abgebildet) zu erklären, wodurch Watt die Anwendung des einfachen Krummzapfens zu umgehen gezwungen war.

An dem untersten Ende der Lenkstange *R* ist das sogenannte Planetenrad ψ (Fig. 325) derartig befestigt, dass es sich wie ein Theil der Lenkstange selbst verhält, d. h. keine Drehung um die eigene Achse annehmen kann. Auf der Schwungradachse λ ist dagegen ein gleich grosses Zahnrad φ (von derselben Theilung und Zähnezahl wie ψ), Sonnenrad genannt, so aufgekeilt, dass es sich nur mit dem Schwungrade zugleich zu drehen vermag. Diese Anordnung hat zur Folge, dass sowohl beim Aufgange wie beim Niedergange des Kolbens das Schwungrad *S* eine ganze Umdrehung macht, oder einem Doppelspiele der Kolben zwei Schwungradumdrehungen entsprechen. Drehte sich nämlich das Planetenrad bloss um seine Achse, so würde es, da Durchmesser und Zähnezahl dem Sonnenrade φ gleich sind, nach einer halben Umdrehung auch die Häfte der Zähne des letzteren Rades fortgeschoben, also φ zu einem halben Umlaufe gezwungen haben. Da jedoch das Planetenrad eine Drehung um die eigene Achse nicht anzunehmen vermag, seine Zähne aber dessenungeachtet mit denen von φ nicht ausser Eingriff kommen, so erhellt bei etwas aufmerksamer Betrachtung der Fig. 323 bald, dass, wenn das Pla-

netenrad um die Höhe des Durchmessers von φ herabgegangen ist, offenbar φ noch eine zweite Hälfte von Umdrehung gemacht haben muss, oder die Welle λ und mit ihr das Schwungrad S eine ganze Umdrehung verrichtet hat, während das Planetenrad nur einen halben Umlauf machte. Da beim Aufsteigen des Planetenrades derselbe Vorgang stattfindet, so erhellt zuletzt, dass immer einer Umdrehung der Kurbel oder des unteren Lenkstangenendes zwei Umdrehungen des Schwungrades S entsprechen[1]).

Fig. 326.

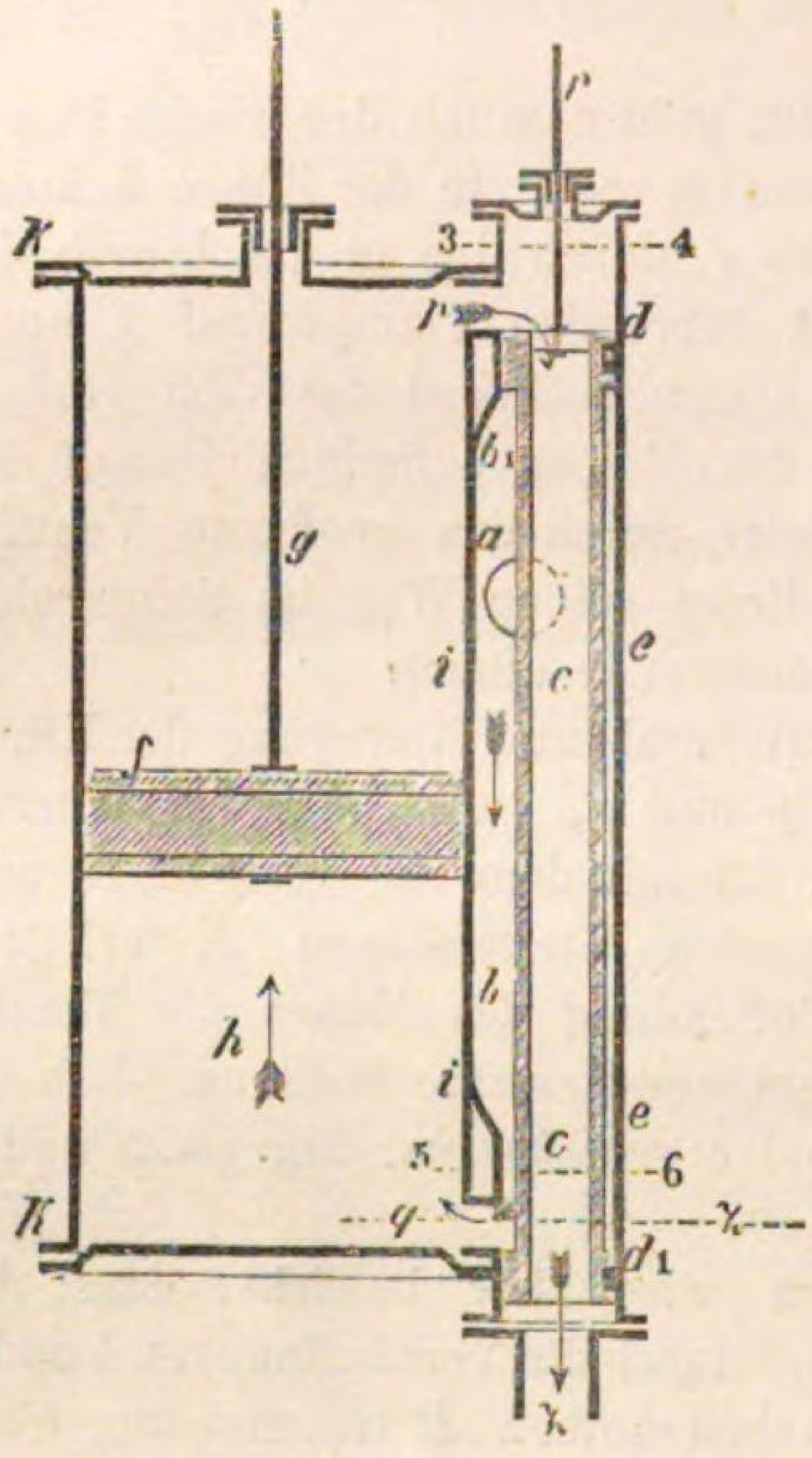
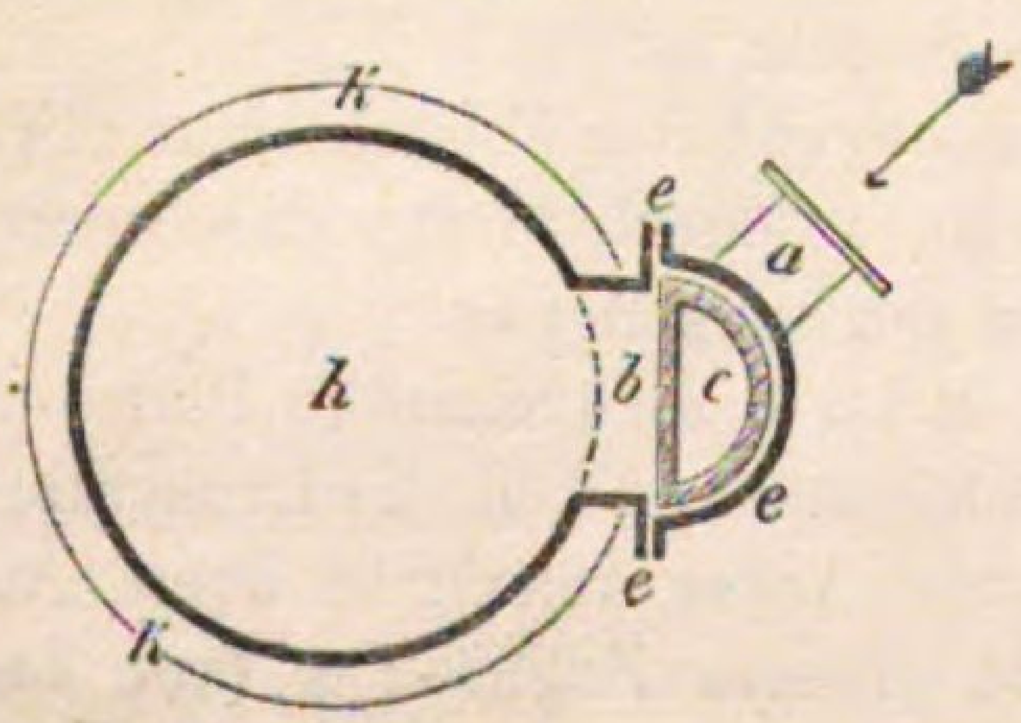


Fig. 327.



Von 1801 an scheint die Watt-Boulton'sche Maschinenfabrik in Soho an die Stelle des Sonnen- und Planetenradsystems wieder den einfacheren Krummzapfen in Anwendung gebracht und von da ab für alle Folge beibehalten zu haben[2]).

Zu den wichtigsten Verbesserungen der Dampfmaschine, die unter dem Einflusse Watt's entstanden, gehört die Einführung des Schiebers statt der Ventile, um die Steuerung der Maschine zu bewirken.

Das erste Patent auf eine derartige, Fig. 326 abgebildete Anordnung wurde 1799 William Murdock, einem Ingenieur der Soho-Fabrik, ertheilt (welcher die Fabrik auch nach Watt's Ausscheiden (1800) längere Zeit dirigirte). Dieser auch im Grundrisse (Fig. 327) sichtbare Schieber *c* bildet eine an beiden Enden offene Röhre von halbkreisförmigem Querschnitte, die auch einem lateinischen D vergleichbar ist, weshalb der Schieber (Rohrschieber) gewöhnlich der D-Schieber genannt wird.

An beiden Enden ist die Röhre *c* verstärkt, um Dichtungsmaterial (Stopfzeug) *d* aufnehmen zu können, womit sich der Schieber gegen die Aussenwände eines con-

1) Lesenswerthe Theorien dieser sogenannten Epicykelverzahnungen finden sich u. a. in Willis' Principles of mechanism, §. 417, und in Weisbach's Ingenieur-Mechanik, 3. Bd, 1. Abtheil., §. 157. Ferner ist ausser der bereits S. 309 citirten ausführlichen Abhandlung von David noch (der allgemeinen Auffassung wegen) anzuführen: Allgemeine Methode für die Untersuchung der Bewegungsgesetze bei den Differenzialrädern. Vom Professor Wiebe in Berlin. Bornemann's Civilingenieur, Bd. 6, Jahrg. 1860, S. 1. Endlich sehe man über denselben Gegenstand auch Reuleaux's „Theoretische Kinematik", Braunschweig 1875, S. 229, 416 und 580.

2) Farey, a. a. O. P. 499.

centrischen Mantels *e* lehnt, der zugleich den Dampfraum *b* umschliesst, in welchen das Dampfzuführrohr *a* mündet. Mit Hülfe einer Stange *r* lässt sich der Rohrschieber *c* auf- und abbewegen und in die für Auf- oder Niedergang des Arbeitskolbens *f* geeignete Stellung bringen. Nimmt der Schieber die Fig. 326 gezeichnete Lage ein, so erkennt man bald, dass der Kolben vom Dampfe aufwärts getrieben werden muss, während der über dem Kolben im Raume *g* befindliche Dampf den oberen Dampfcanal *p* passirt und im Innern der Röhre *c* hinab in den mit *z* verbundenen Condensator strömt. Kurz bevor der Kolben *f* seinen Aufgang vollendet hat, wird der Schieber *c* an der Stange *r* in die Höhe gezogen, und zwar so weit, dass die obere Dichtungsstelle *d* in die Richtung der punktirten Linie 3 und 4 zu stehen kommt, dagegen die untere Dichtung d_1 in die Horizontale von 5 und 6 gelangt. Hierdurch wird der bei 5 und 6 in Fig. 326 sichtbare, ringförmige, freie Raum, zwischen der Innenfläche von *e* und der Aussenfläche von *c* durch den verstärkten Theil d_1 des Schiebers, ganz ausgefüllt, so dass kein frischer Dampf mehr unter den Kolben gelangen kann, dagegen ist nahe dem oberen Canale *p* eine entsprechende Oeffnung gebildet, wodurch es dem Dampfe möglich wird, von *a* nach b_1 und *p* über den Kolben zu gelangen und dessen Niedergang zu veranlassen.

Der beim Aufgange des Arbeitskolbens *f* unter denselben gebrachte Dampf geht, auf dem kürzesten Wege den Canal *q* passirend, nach *z* und in den Condensator.

Unter den englischen Maschinenbauanstalten zur Zeit Watt's zeichnete sich besonders die Murray in Leeds (später Fenton, Murray and Comp.) aus und machte sich namentlich durch Einführung des sogenannten kurzen D-Schiebers verdient (den man auch mit dem Namen Muschelschieber bezeichnet) (Fig. 330), ferner durch Anwendung der excentrischen Scheibe *x* zur Bewegung des Schiebers und endlich noch dadurch, dass sie zuerst Dampfmaschinen ohne Balanciers lieferten[1]).

Die Lage des Muschelschiebers *i* für den höchsten (*I*), mittleren (*II*)

1) Nach Farey (S. 694, Note) soll auch das Kreisexcentrik *x* Watt's Erfindung sein. Bemerkt werden muss jedoch auch, dass Murray bei seinen ersten Maschinen (Patente von 1799 und 1802) dem Muschelschieber eine Bogenbewegung gegeben hatte, diese später jedoch in eine geradlinige abänderte. Ebenso wandte er anfänglich statt des Kreisexcentriks gleichseitige Bogen-Dreiecke (trianguläre Excentriks) an, die von Rahmen der Schieberschubstangen umschlossen wurden, wie solche Fig. 328 erkennen lässt, wo *h* der Schieber und *k* das Excentrik ist. Ferner lag bei Murray's Maschinen ohne Balancier die Schwungradwelle unter dem Boden des Dampfcylinders, so dass die Disposition dieser Maschinengattung ähnlich wie die nachher zu beschreibende von Maudsly in London war, nur mit dem Unterschiede, dass Murray die Umsetzung der geradlinigen Kolbenbewegung in eine kreisförmige unter Anwendung der Hypocycloiden-Geradführung bewirkte. Ausführlich und mit schönen Abbildungen begleitet berichten über diese ersten Murray'schen Maschinen Farey, sowie das oben citirte Dampfmaschinenwerk der königl. preussischen technischen Deputation, S. 52 ff.

Fig. 328.

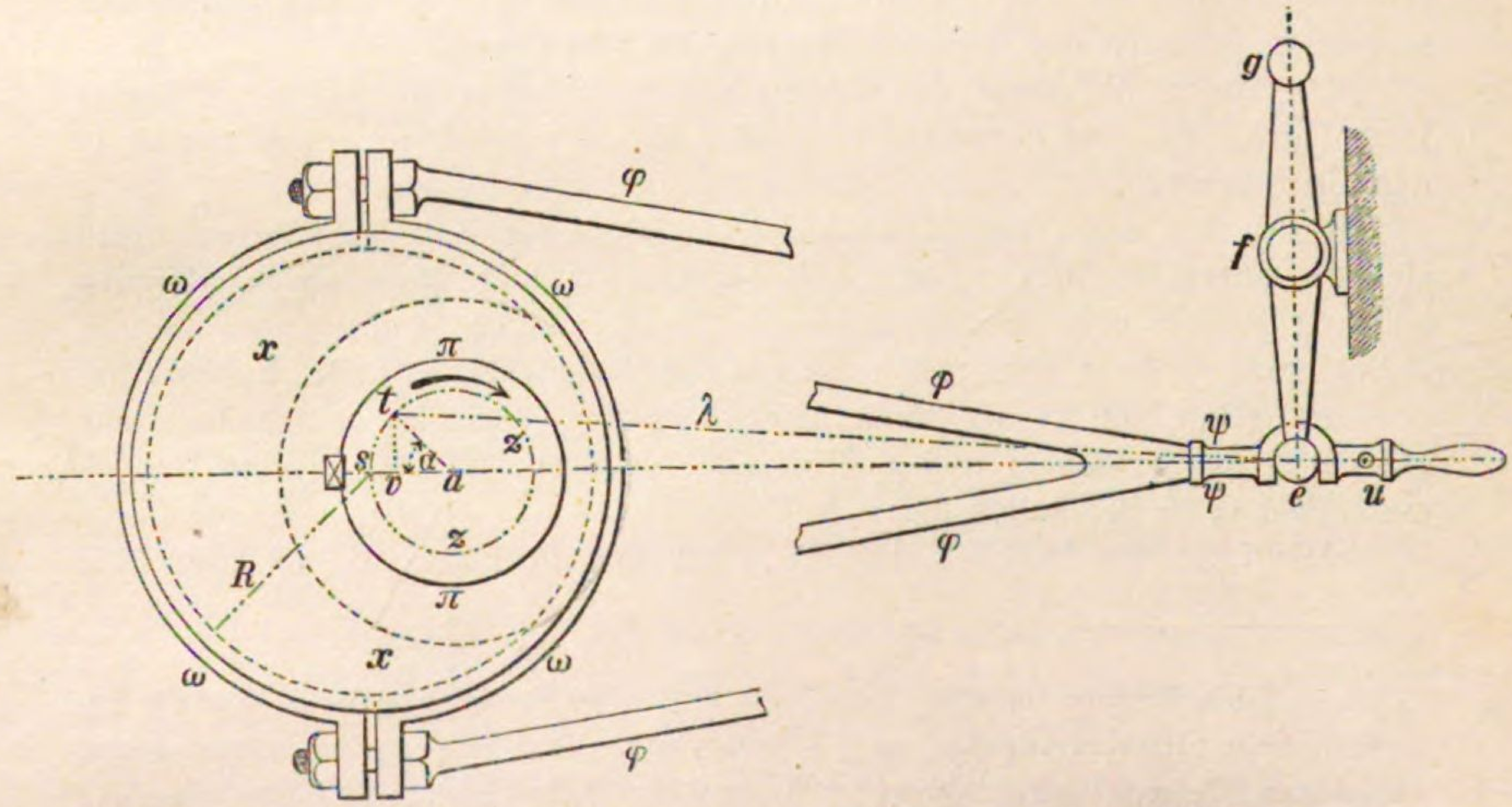


und tiefsten (*III*) Stand des Arbeitsdampfkolbens (Fig. 330) lässt zugleich die correspondirende Stellung der sogenannten excentrischen Scheibe *x*, d. h. einer kreisförmigen Scheibe erkennen, deren geometrischer Mittelpunkt *c* nicht mit dem Centrum *a* der Welle des Krummzapfens *ab* zusammenfällt und wobei man den Abstand *ac* beider gedachter Mittelpunkte die Excentricität zu nennen pflegt, deren Grösse zugleich die Ausdehnung des Schieberweges bestimmt[1]).

Die Uebertragung der Bewegung vom Excentrik *x* auf den Schieber *i* erfolgt in unserer Abbildung (Fig. 330) durch eine Schubstange *d*, einen gleich-

1) Bei einiger Aufmerksamkeit erkennt man bald, dass die Bewegungsverhältnisse eines Excentricums mit denen einer Kurbel (Fig. 179) zusammenfallen. Zum gehörigen Verständniss dieser für die Dampfmaschine wichtigen Sache wird Fig. 329 dienen, welche das Kreisexcentrik *x* in der Weise darstellt, wie es später ausschliesslich bei Dampfmaschinen (vorzugsweise bei Balanciermaschinen) angewandt wurde.

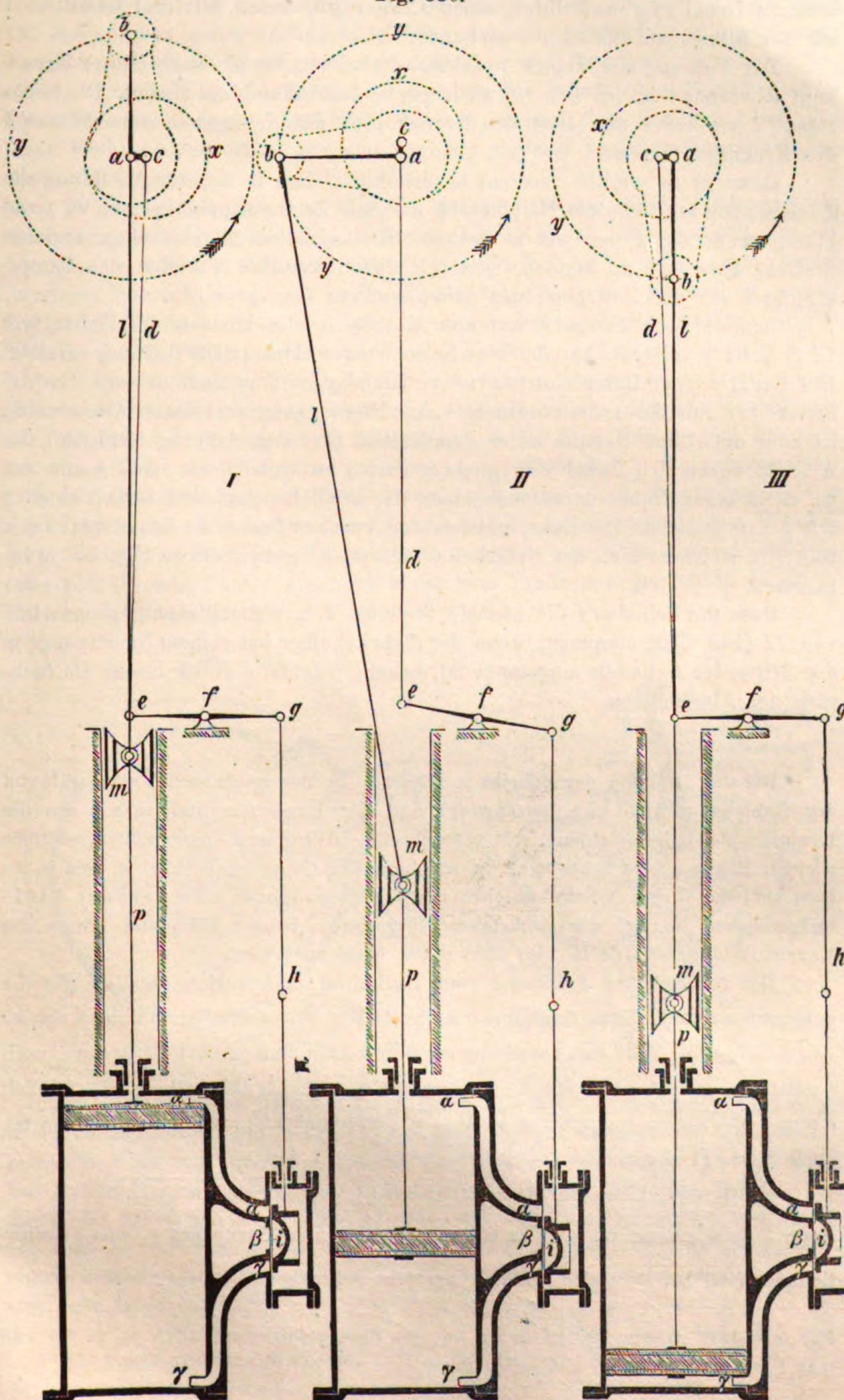
Fig. 329.



Die hier (wie Fig. 330) mit *x* bezeichnete excentrische Scheibe ist nämlich auf der Welle *π* des Krummzapfens und Schwungrades (deren Achse mit *a* bezeichnet wurde) mittelst eines Keiles unverrückbar befestigt, so dass sie sich mit diesen Theilen wie ein Ganzes um dieselbe Achse dreht, wobei wohl zu beachten ist, dass *s* der Mittelpunkt des Kreises ist, aus welchem das Excentrik *x* (vom Halbmesser *R*) beschrieben wurde, folglich die Entfernung *a s* die Excentricität darstellt, deren Grösse wir hier und in der Folge mit *ρ* bezeichnen wollen.

Am Umfange der excentrischen Scheibe *x* ist eine gehörig tiefe concentrische Nuth ausgedreht, welche zur Aufnahme eines zweitheiligen Ringes *ω* dient, der sich, wie aus der Figur vollständig erhellt, in einem Schubrahmen *φ* (statt der als Linie *d* angegebenen Stange von Fig. 330) fortsetzt und sich bei *ψ* in eine Klinke verläuft, die mit dem Ende *e* des Steuerhebels *fg* (auch so in Fig. 329 bezeichnet) verbunden werden kann.

Fig. 330.



armigen Hebel efg und durch einen Lenker gh, welch letzterer unmittelbar mit der Stange am Schieber i verbunden ist.

Zur Führung der Stange p des Arbeitskolbens ist ein sogenannter Kreuzkopf m vorhanden, der sich seitwärts gegen feste Wandungen lehnt. Die Lenkstange l verbindet die Mitte des Kreuzkopfes mit der sogenannten Warze b des Krummzapfens ab.

Bemerkt zu werden verdient ausdrücklich, dass in unserer Abbildung die Excentricität ac mit dem Halbmesser ab des Krummzapfens genau 90 Grad bildet, um in der Folge um so besser auf die Nothwendigkeit einer anderen Stellung hinweisen zu können, wodurch das sogenannte Voreilen des Dampfschiebers vor der Bewegung des Arbeitskolbens erzeugt wird.

Befindet sich hiernach letzterer Kolben in der Mitte seines Hubes, wie *II* (Fig. 330) zeigt, so hat der Muschelschieber i seine tiefste Stellung erreicht. Der Canal α zum Dampfeintritte ist vollständig geöffnet und es wird der Arbeitskolben mit der grössten Energie zum Niedergange veranlasst. Gleichzeitig ist aber auch dem Dampfe unter dem Kolben (der den Aufgang bewirkte) der Austritt durch den Canal γ möglich gemacht, so dass dieser nach β und von da ab in einem Rohre entweichen kann, das seitlich neben dem Schieberkasten mit β communicirt. Das Rohr, welches den frischen Dampf in den Steuerkasten führt, in welchem sich der Schieber i bewegt, ist gleichfalls in Fig. 330 weggelassen.

Dass der Schieber i die höchste Stellung, d. h. genau die entgegengesetzte von *II* (Fig. 330) einnimmt, wenn der Arbeitskolben bei seinem Niedergange in der Mitte des Cylinders angelangt ist, erhellt jedenfalls durch blosse Betrachtung der Abbildungen.

* Bei der Drehung der Scheibe x gleitet ω in der erwähnten Nuth, während der Rahmen φ hin- und herschwingt und der Excentrikmittelpunkt s um die Krummzapfenachse a einen Kreis z beschreibt. Wird nun angenommen, es habe s einen Bogen st zurückgelegt, zu welchem der Centrifugalwinkel α gehört, so lässt sich der Weg $= w$, um welchen der Stangenendpunkt e in gerader Linie fortgeschoben wurde, wie nachstehend berechnen, sobald noch die Länge der Excentrikstange tu (ce in Fig. 330) mit λ bezeichnet wird.

Der Abstand des Punktes e vom Wellmittel a lässt sich nämlich (für die entgegengesetzte Stellung des Excentriks in *II* Fig. 330) darstellen durch: $\overline{ae} = \overline{se} - \overline{sa} = \lambda - \varrho$. Wird nun angenommen, dass e nach u zu gerückt ist, wenn s nach t gelangte, so ist $\overline{tv} = \varrho \sin. \alpha$, $\overline{va} = \varrho \cos. \alpha$, $\overline{vu} = \sqrt{\lambda^2 - \varrho^2 \sin. \alpha^2}$, folglich $\overline{au} = \overline{vu} - \overline{va} = -\varrho \cos. \alpha + \sqrt{\lambda^2 - \varrho^2 \sin. \alpha^2}$, also w, weil $w = \overline{au} - \overline{ae}$ ist, auch $w = \varrho(1 - \cos. \alpha) - \lambda + \sqrt{\lambda^2 - \varrho^2 \sin. \alpha^2}$, d. i.:

$$1. \quad \ldots \quad w = \varrho(1 - \cos. \alpha) - \lambda\left[1 - \sqrt{1 - m^2 \sin. \alpha^2}\right],$$

wenn $\frac{\varrho}{\lambda} = m$ gesetzt wird. Für ein sehr grosses λ in Bezug auf ϱ, was gewöhnlich der Fall ist, lässt sich annäherungsweise schreiben:

$$2. \quad \ldots \quad w = \varrho(1 - \cos. \alpha).$$

Für $\alpha = 180^0$ werde endlich w zu w_1, so dass selbstverständlich $w_1 = 2\varrho$ und $\varrho = \frac{1}{2} w_1$ ist.

Bevor wir die Geschichte der Dampfmaschinen im bereits betretenen 19. Jahrhundert weiter verfolgen, ist über einige Gegenstände der Watt'schen Periode noch zu berichten, wohin wir zunächst das Bemühen rechnen wollen, solche Maschinen zu construiren, bei welchen der Dampf ohne Zwischenmittel eine rotirende Bewegung, und zwar dadurch erzeugt, dass man ihn direct auf einen Kolben wirken lässt, der eine Drehung um eine horizontalliegende Achse anzunehmen vermag.

In der Specification von Watt's drittem Patente (1782)[1] ist auch die Anordnung einer Dampfmaschine mit rotirendem Kolben, und zwar von der Art beschrieben, wie Fig. 331 erkennen lässt. Ein hohler Cylinder *e* von kreisförmigem Querschnitte ist an beiden Enden mit Flantschen *f* versehen, woran Deckel zum Verschliessen des Cylinders angeschroben werden können. Durch beide Deckel geht dampfdicht eine Welle *d* hindurch, auf welcher mittelst einer Nabe *c* ein Drehkolben *a* befestigt ist. An seinem äussersten Ende ist dieser Kolben mit einer Dichtung (Packung) *z* versehen, um daselbst soweit als nur möglich Dampfverluste zu vermeiden. *b* ist eine Flügelwand, die sich mit einem Ende um eine Achse *i* drehen kann, während sich das andere, ebenfalls mit einer Dichtung versehene Ende *y* gegen die rund abgedrehte Nabe *c* des Drehkolbens *a* lehnt, ohne dabei ganz herabsinken zu können. Die Wand *b* bildet überhaupt die erforderliche Stütze, damit der nach allen Seiten hin gleichmässig drückende Dampf allein nach der vom Pfeile *p* angegebenen Richtung hin eine Drehung erzeugt.

Fig. 331.

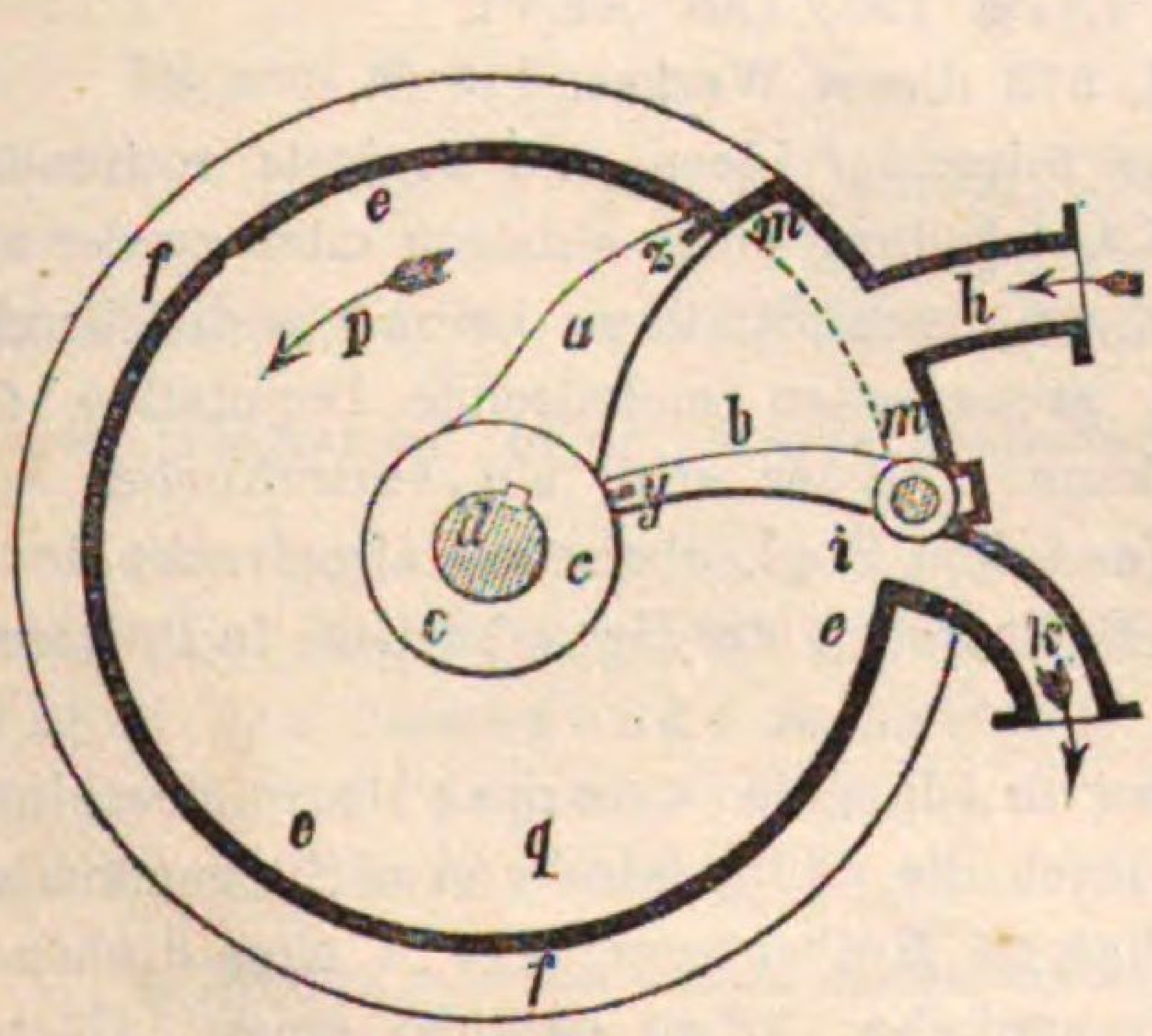
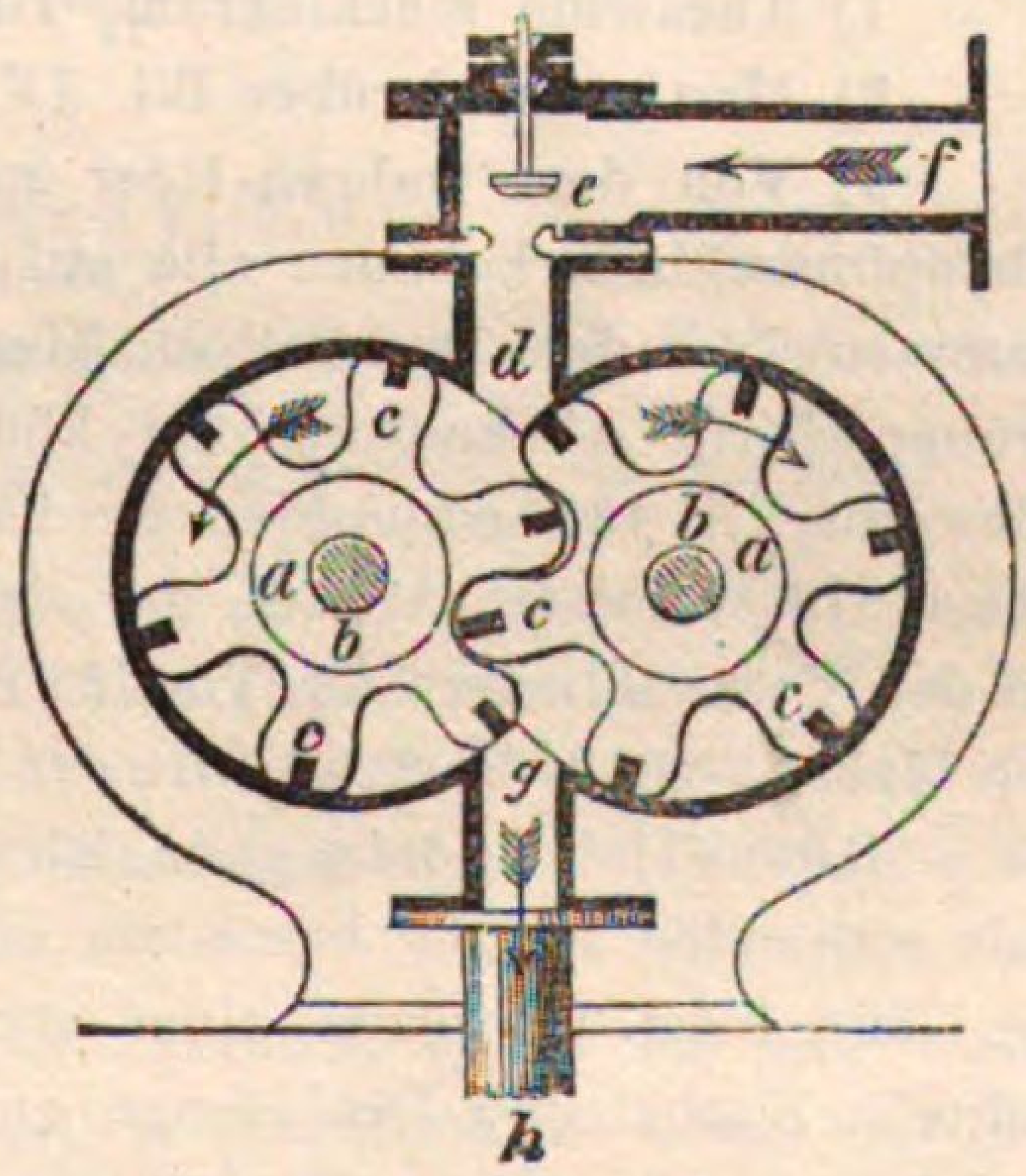


Fig. 332.



Tritt demnach der frische Dampf durch das Rohr *h* in den Cylinder *e*, so treibt er den Kolben *a* von rechts nach links herum, während der vom vorhergehenden Spiele im Raume *q* (hinter dem Kolben) befindliche Dampf durch das zweite Rohr *k* entweicht. Gelangt der Kolben *a* bei seiner Rotation an die Stelle der Wand *b*, so dreht er diese zur Seite und zwingt sie endlich, in der Kammer *m* so lange Platz zu nehmen, bis er die Mündung der Dampfeintrittsröhre passirt hat, worauf *b* sofort wieder die in der Abbildung gezeichnete Lage einnimmt.

1) Ausführlich bei Muirhead, Vol. III, Pg. 82, Pl. XIX.

Der bei jeder Umdrehung vom Kolben gegen die ruhende Wand auszuübende Stoss, mehr aber noch die Schwierigkeit, den Kolben dauerhaft und doch auch (namentlich die ebenen Flächen) so zu dichten, dass kein Dampfverlust eintritt, sowie endlich der Umstand, dass die Dampfwirkung, wegen Passirens der Stelle *m m*, nicht continuirlich ist, waren die Ursachen, dass Watt selbst nach einigen Versuchen diese Dampfmaschinengattung wieder aufgab.

Eine andere rotirende Dampfmaschine (Fig. 332) mit zwei Drehkolben (Zwillingskolben) liess sich 1799 Murdock patentiren, die einer Wasserpumpe nachgebildet ist, welche schon Leupold beschreibt [1]) und die er unter dem Namen „Machina Pappenheimiana" aufführt [2]). Die beiden Drehkolben *a b* sehen im Profile wie schlechte Zahnräder aus, die an ihren äussersten Enden mit Dichtungen ausgestattet sind. Der frische Dampf wird durch ein Rohr *f* zugeführt, passirt ein Ventil *e* und gelangt vom Rohre *d* aus zwischen die Flügel *c*. Gleichzeitig steht der untere Theil *g* beider Cylinder, in welchem die Kolben eingeschlossen sind, durch ein Rohr *h* mit einem Condensator in Verbindung, so dass sich unter den Flügeln ein leerer Raum bildet.

Hieraus und mit Bezug auf Gestalt und Lage beider Kolben erhellt leicht, dass der Umlauf der letzteren nach der Richtung der angegebenen Pfeile erfolgen muss [3]). Auch hier war die erforderliche Dichtung auf die Dauer nicht zu halten.

1) Theatrum machinarum, Tom. I, Pg. 123, Tab. XLVI.

2) Man sehe hierüber Bd. IV. S. 573 dieses Werkes.

3) Von dem wahren Heer später folgender Ideen und Projecte rotirender Dampfmaschinen kommen alle auf die Anwendung eines einzigen oder zweier zusammenwirkender Drehkolben hinaus, zu deren Studium besonders die bereits früher citirte Abhandlung der königl. preussischen technischen Deputation für Gewerbe, S. 138 empfohlen werden kann. Ferner auch ein vortrefflicher von Russell verfasster Artikel, der sich (aus dem Engl. übersetzt) abgedruckt findet in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, 17. Jahrg., 1838, S. 225.

Russell hebt dabei ganz richtig hervor, dass die Sucht nach Dampfmaschinen mit rotirenden Kolben besonders mit durch die völlig falsche Ansicht entstanden ist, dass beim Umsetzen einer geradlinigen Kolbenbewegung in eine drehende mittelst Kurbel und Lenkstange an mechanischer Arbeit verloren ginge. Höchst beachtenswerth (ihrer Einfachheit wegen) sind die Beweise, welche Russell durch graphische Darstellungen führt, um die gedachte Unrichtigkeit nachzuweisen. Der Rechnungsbeweis ist folgender.

Es sei w der Weg des Kolbens einer (doppeltwirkenden) Dampfmaschine, welcher der Warzendrehung des Krummzapfens um einen Bogen α entspricht, wenn r den Krummzapfenhalbmesser und l die Länge der Lenkstange bezeichnet. Sodann ist S. 415 (Note):

$$w = r(1 - \cos.\alpha) - l + \sqrt{l^2 - r^2 \sin\alpha^2}.$$

Hieraus erhält man aber, wenn u die Geschwindigkeit des Kolbens und v die der Warze bezeichnet und $l = nr$ gesetzt wird:

Zur Watt'schen Periode gehört ganz charakteristisch noch der von Watt an die Stelle der sonst kugelförmigen Dampfkessel gesetzte, sogenannte Koffer- oder Wagenkessel, wovon Fig. 333 das Längen- und Fig. 334 das Quer-Profil darstellt. Aus der Gestalt des letzteren erklärt sich zugleich der Name dieser Kesselgattung. [1])

Sämmtliche Querschnitte des Kessels, rechtwinklig zur Längenrichtung desselben, haben die Fig. 334 skizzirte Gestalt, d. h. Boden *b* und Seitenwände *d* sind nach Kreisbögen mehr oder weniger gekrümmt, während der Obertheil fast einen Halbcylinder bildet, so dass, mit Ausnahme der Enden (Fig. 333), alle ebenen Flächen völlig vermieden sind, weil diese viel weniger Widerstand als gekrümmte Flächen äussern [2]). Uebrigens zeigt die Abbildung, dass man die weniger gebogenen Seitenflächen *d* durch Anker *g* entsprechend verstärkt hat.

Vom Feuerroste *r*, der aus einzelnen eisernen Stäben (mit Zwischenräumen für den Durchgang der zum Verbrennen erforderlichen atmosphärischen Luft) gebildet ist, ziehen die Verbrennungsproducte unter den Kesselboden nach hinten, steigen bei *i* aufwärts, gehen an der einen Langseite *d* im Canale *k* wieder nach vorn, umspielen im Canale *l* die Vorder- oder Stirnfläche des Kessels und gehen an der zweiten Langseite abermals nach hinten, um endlich im Schornsteine abzufliessen.

$$u = v\left(1 - \frac{cos.\,\alpha}{\sqrt{n^2 - sin.\alpha^2}}\right) sin.\ \alpha.$$

Da nun S. 235:

$$P = Q\left(1 - \frac{cos.\,\alpha}{\sqrt{n^2 - sin.\alpha^2}}\right) sin.\ \alpha$$

gefunden wurde, wo auch Q die Kraft in der Kolbenstange und P den tangentialen Widerstand in der Warze bezeichnet, so erhält man: $\frac{P}{u} = \frac{Q}{v}$, also:

$$Pv = Qu,$$

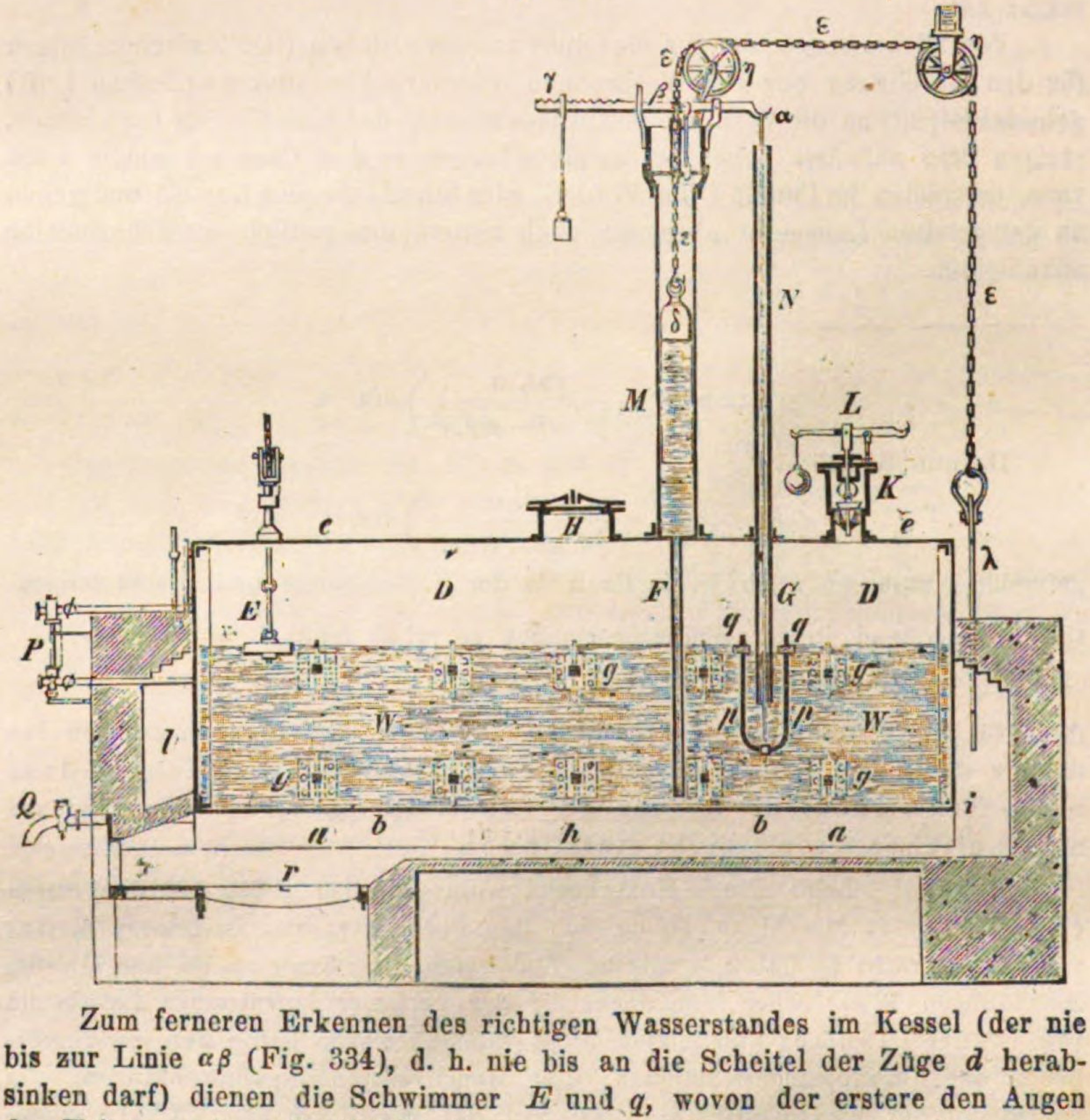
d. h. für jede beliebige Stellung von Kolben und Krummzapfen ist daher die bewegende Arbeit der widerstehenden gleich, so dass beim Krummzapfen, abgesehen von Reibungen, ein Verlust an mechanischer Arbeit nicht stattfindet.

1) Watt scheint seinen Kofferkessel wahrscheinlich gleich bei den ersten einfachwirkenden Maschinen (ohne sich denselben patentiren zu lassen) in Anwendung gebracht zu haben, wenigstens findet sich diese Kesselart bei den ältesten Abbildungen Watt'scher Maschinen, die der Verfasser aufzutreiben im Stande war. Watt's fünftes und letztes Patent vom Jahre 1785 bezog sich im Wesentlichen auf Kesselofenconstructionen, und Rauchverbrennungseinrichtungen, die vollständig bei Muirhead, a. a. O. Vol. III, Pl. XXX bis XXXIII, abgebildet sind.

2) Die Grösse des Widerstandes einer gekrümmten Fläche steht im umgekehrten Verhältnisse des Krümmungshalbmessers derselben, d. h. der Widerstand ist um so grösser, je mehr die Fläche gebogen ist. Man sehe hierüber u. a. des Verfassers Hydromechanik, §. 20.

Im Deckel des Kessels ist zunächst das verschliessbare, sogenannte Mannloch H angebracht, um von da aus einsteigen, den Kessel reinigen und nach Umständen repariren zu können. Ferner ist ein Sicherheitsventil K vorhanden, dessen Hub erfolgt, sobald der Dampfdruck den mit einem Gewichte belasteten Hebel L hebt, wodurch der Dampf durch ein seitlich abgehendes Rohr in die atmosphärische Luft treten kann. Ferner ist ein Wasserstandsglas P angeordnet, dessen unteres Ende mit dem Wasser W des Kessels communicirt, während das obere Ende mit dem Dampfraume D in Verbindung gesetzt ist, so dass man nach dem Wasserstande im Glase P die Höhe des Wassers im Kessel beurtheilen kann. Ein Hahn Q dient zum gänzlichen Ablassen des Kesselwassers.

Fig. 333.

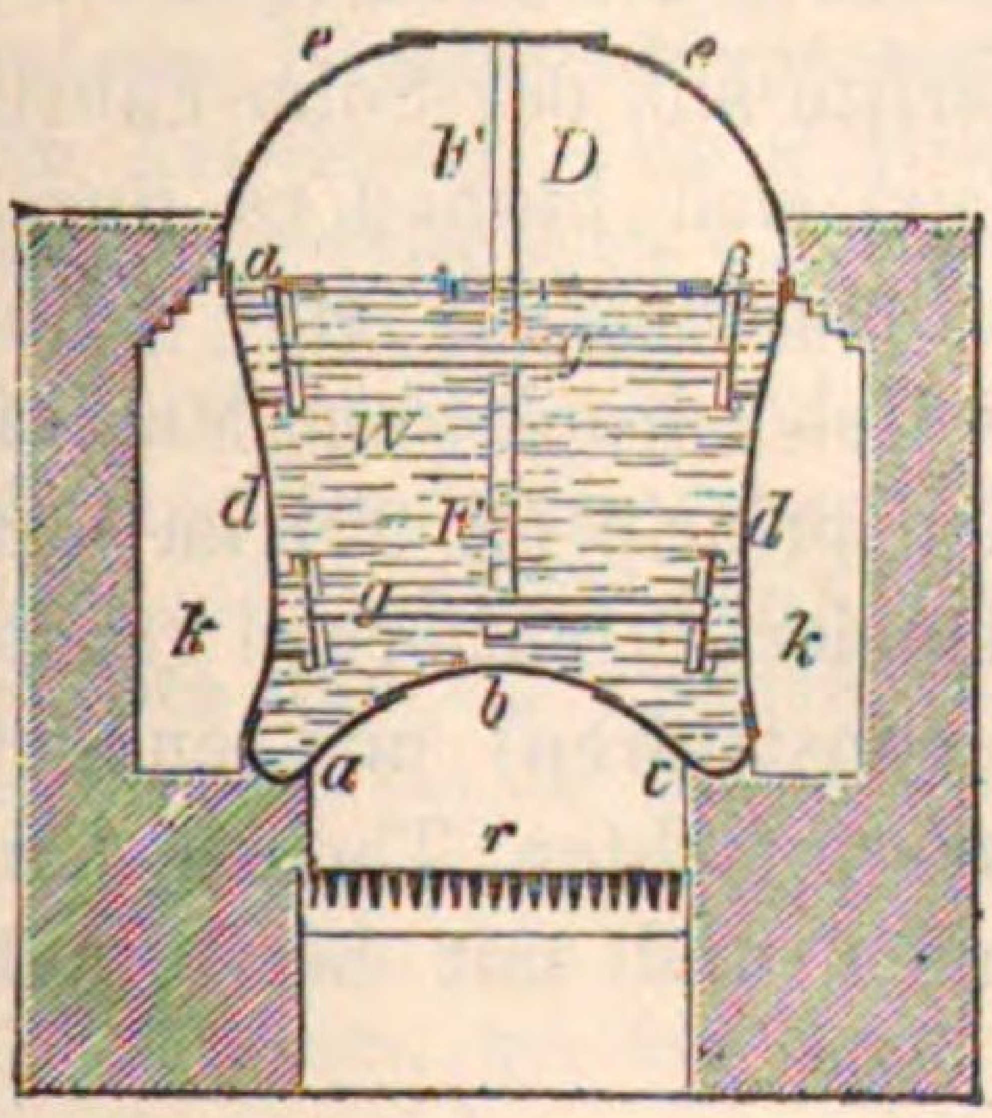


Zum ferneren Erkennen des richtigen Wasserstandes im Kessel (der nie bis zur Linie $\alpha\beta$ (Fig. 334), d. h. nie bis an die Scheitel der Züge d herabsinken darf) dienen die Schwimmer E und q, wovon der erstere den Augen des Heizers nahe gebracht ist, letzterer eine Selbstregulirung beeinflusst, die sogleich speciell besprochen werden soll.

Es ist nämlich FM das Rohr, von wo aus der Kessel mit frischem Wasser (Speisewasser) versorgt wird und das ein wenig über dem Kesselboden mündet. Am oberen Ende des Rohres M ist ein erweiterter cylindrischer Behälter für das Kesselspeisewasser angebracht, der mit einem Boden versehen ist, in welchem sich nur zwei Oeffnungen befinden. Die eine neben

der Mitte wird durch ein Ventil geschlossen, welches an einem Hebel $\alpha\beta\gamma$ aufgehangen ist, während die andere Mündung mit einer Röhre umgeben ist, in deren Höhlung eine Kette ε herabgeht, die mit dem Zugschieber (Register) λ im Zusammenhange steht. An dem rechten Ende α des bemerkten Hebels ist eine Zugstange aufgehangen und diese frei durch ein Rohr N geführt, welches dampfdicht durch den Kesseldeckel geht und mit seinem unteren offenen Ende unter Wasser steht.

Fig. 334.



Die bei α aufgehangene Stange ist unterwärts mit einer Art Gabel p versehen, an deren nach oben gebogenen Zinken ein ringförmiger Schwimmer q (Stein- oder Eisenplatte) befestigt ist.

Aus dieser Beschreibung, mit gleichzeitiger Betrachtung der Fig. 333 erhellt ohne Weiteres, dass nicht früher Speisewasser aus dem Behälter über M in den Kessel fliessen kann, bevor nicht der Schwimmer q so weit herabgesunken ist, dass ein Niedergang des Hebelarmes α und ein Aufsteigen des Armes β und mit letzterem ein Erheben des Ventiles erfolgt, wodurch die Bodenöffnung zum Wassereintritte nach MF frei wird.

Dass beim Steigen des Schwimmers q die gedachte Oeffnung wieder verschlossen wird, erhellt aus dem Anblicke der Figur, eben so, dass dieser Verschluss noch durch ein am Hebel bei γ aufgehangenes Gewicht befördert wird.

Um das Ueberlaufen des Sammelgefässes über M zu vermeiden, führt ein in der Abbildung weggelassenes Rohr das überflüssige Speisewasser seitlich ab.

Schliesslich ist noch zu erwähnen, dass sich das Register λ von selbst regulirt. Im Speiserohre M befindet sich nämlich ein hohler gusseiserner Schwimmer δ, welcher an der über Rollen η laufenden Kette ε hängt. Das Gewicht von δ ist nun so zu bemessen, dass es das Gewicht des Schiebers λ, der Ketten ε und die Reibungen gerade überwindet, derartig, dass δ unten auf dem Boden von M aufsitzt und λ völlig aufgezogen ist, wenn sich noch kein Feuer unter dem Kessel befindet, wonach auch die Länge der Kette ε angeordnet ist.

Sobald jedoch gehörig Feuer auf dem Roste angemacht und Dampf in D gebildet wird, treibt dieser seiner Spannung gemäss das Wasser W in der Speiseröhre in die Höhe und zwingt damit auch den Schwimmer zum Aufsteigen. Hierdurch sinkt aber der Schieber λ im Luftcanale i und schliesst diesen Canal mehr oder weniger, wodurch also auch das Feuer auf dem Roste r mehr oder weniger, und zwar in dem Maasse angefacht wird, als sich die Dampfspannung im Kessel vermindert oder vermehrt. Dass durch die Röhren N und FM gleichzeitig natürliche Sicherheitsventile gegen zu grosse Anspannung des Kessels gebildet werden, versteht sich wohl ebenso von selbst, wie der Umstand, dass beide Anordnungen (Schwimmer q und Selbstspeisung) für solche Kessel wie die Watt'schen geeignet sind, wo der Dampf selten mehr Spannung als eine halbe Atmosphäre Ueberdruck besass.

Ist der Watt'sche Kessel auch nicht hinsichtlich seiner Dampfproduction zu tadeln, so doch, dass er nur für geringe Pressungen (wegen der verschieden und zu wenig gekrümmten Wandflächen) brauchbar ist, überdies viel Raum einnimmt und endlich noch ein grosses Gewicht hat, also nicht wohlfeil ist. Gegenwärtig wird diese Kesselgattung nicht mehr in Anwendung gebracht.

§. 93.

III. Von Watt's Austritte aus der Soho-Fabrik bis zur Gegenwart.

Der Zeitabschnitt von Watt's Austritte aus der Soho-Fabrik (1800) [1]) bis zur Gegenwart charakterisirt sich besonders durch die Bemühungen, Dämpfe von höherer Spannung als eine halbe oder höchstens eine ganze Atmosphäre Ueberdruck zum Maschinenbetriebe zu verwenden, das Expansionsprincip (§. 92) im weitesten Umfange durchzuführen, den Balancier zu entfernen (sogenannte direct wirkende Maschinen zu construiren) und endlich Maschinen mit zusammengedrängten, vereinfachten Theilen herzustellen, u. a. solche mit schwingenden und mit horizontalliegenden Dampfcylindern.

In seinem Patente von 1769 hatte allerdings Watt auch Maschinen eingeschlossen, welche mit hohem Drucke der Dämpfe und ohne Condensation arbeiten sollten, allein er liess es höchstens bei Versuchen bewenden, führte aber keine für seine Abnehmer aus [2]).

Die erste wirklich brauchbare Hochdruckmaschine baute der Amerikaner Oliver Evans im Jahre 1801 zum Betriebe einer Getreidemahlmühle [3]).

1) Nach Watt's Austritte aus dem Soho-Geschäfte blühte dieses fort und fort, erst unter Murdock's Leitung und nachher unter der Führung der Söhne der Gründer. Ohne Balancier und ohne Condensation gingen jedoch aus der Fabrik keine Dampfmaschinen hervor.

2) In den Specifications des Patentes heisst es u. a. in Nr. 4: „In cases where cold water cannot be had in plenty the engines may be wrought by this force of steam only, by discharging the steam into the open air after it has done its office." (Muirhead, Vol. III, Pg. 14.)

3) Ann. de l'industrie nationale, Tom. 16, 1824, P. 36, woselbst auch Pl. 189 eine Evansmaschine verbesserter Construction vollständig abgebildet ist. Auch in der Abhandlung der königl. preussischen technischen Deputation für Gewerbe werden Evans'sche Maschinen (S. 103 etc.) ausführlich besprochen.

Bemerkt zu werden verdient hier, dass sich Evans bereits im Jahre 1786 bei der Legislatur Pennsylvaniens um ein Patent auf einen Wagen bewarb, den er mittelst einer Maschine treiben wollte, welcher Wasserdämpfe von 10 Atmosphären Druck zum Motor dienen sollten. Sein Project wurde indessen für eine Chimäre erklärt und das Patent abgeschlagen. Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 13, 1824, S. 134.

Dabei wurde Wasserdampf von hoher Spannung (mindestens 6 Atmosphären) aus einer Art schmiedeeisernem Röhrenkessel, direct dem Dampfmaschinencylinder zugeführt, dort aber der Zufluss bei $1/3$, ja nur bei $1/6$ des Kolbenweges abgesperrt und zuletzt condensirt. Ferner wurde nicht der Watt'sche, sondern ein ganz eigenthümlicher, sinnreicher Balancier in Anwendung gebracht. Derselbe schwingt nämlich nicht um seinen Mittelpunkt, sondern ruht mit dem einen Ende auf einem Ständer, der sich unterwärts um einen festen Punkt dreht und demzufolge pendelartig hin und her geht.[1])

In England erhielten 1802 Trevithik and Vivian zuerst ein Patent auf eine Hochdruckdampfmaschine ohne Anwendung der Condensation (wobei der Kesseldampf 6 bis 8 Atmosphären, der auf den Kolben wirksame aber beziehungsweise 5 bis 7 Atmosphären Pressung hatte), die unwillkürlich an die bereits S. 499 beschriebene Maschine von Leupold (1725) erinnert, indem der Vierweghahn dabei die Hauptrolle spielt und strenggenommen nur die Vereinigung der beiden einfachwirkenden Cylinder Leupold's in einen einzigen, also zu einer doppeltwirkenden Hochdruckdampfmaschine, wirklich neu war[2]). Indessen liessen es die genannten Engländer nicht (wie Leupold) bei der blossen Idee zu einer solchen Maschine bewenden, sondern brachten sie wirklich in Gang. Zuerst bei einer Maschine zum Zuckerrohrwalzen[3]), nachher (1804) zum Betriebe eines auf eisernen Schienen laufenden Dampfwagens, worüber in Bd. III. S. 133 und 246 dieses Werks ausführlich berichtet wird.[4])

Von hier ab kam die Hochdruckdampfmaschine nicht wieder ausser Gebrauch, obwohl sich das heute bekannte Constructionssystem derselben nicht so schnell entwickelte, als man hätte erwarten können.[5])

Auf ganz eigenthümliche Weise wurde die Expansivkraft des Wasser-

1) Dem Evans'schen Balancier mit zugehöriger Geradführung liegt der bekannte geometrische Satz zum Grunde, dass, wenn eine gerade Linie so fortgeschoben wird, dass ihre Enden stets auf den Schenkeln eines rechten Winkels fortrücken, der Mittelpunkt der Geraden einen Kreis, jeder andere Punkt aber eine Ellipse beschreibt. Eine Abbildung dieser Anordnung findet sich im 4. Bd. dieses Werkes Fig. 106, Seite 228.

2) Alban, Hochdruckmaschine, S. 12, drückt sich jedenfalls etwas zu parteiisch aus, wenn er sagt: Trevithik and Vivian waren nur Evans' traurige Nachstümperer, die weder Erfinder noch Verbesserer der Hochdruckdampfmaschine genannt zu werden verdienen, so gern die Engländer sie auch dafür ausgeben möchten."

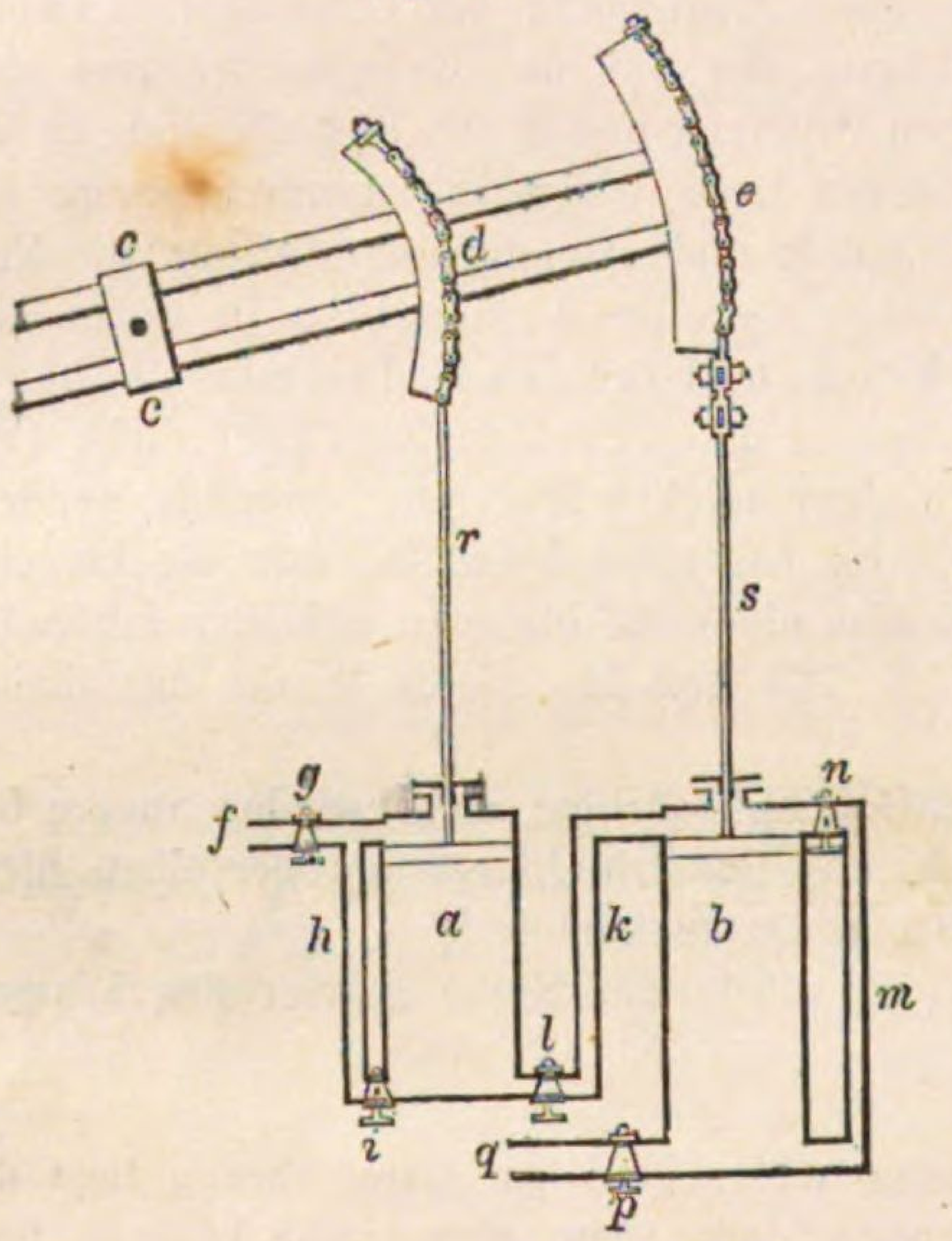
3) Abhandlungen der königl. preussischen technischen Deputation, S. 96.

4) Die vollständigste und zugleich genaueste (vortrefflich ausgeführte) Zeichnung einer Trevithik-Vivian'schen Hochdruckdampfmaschine findet sich in Rees' Cyclopaedia Plates, Vol. IV, Pl. IX. Die betreffende Patent Specification Nr. 2599 datirt vom 26. März 1802 und ist von einer grossen Tafel Abbildungen begleitet.

5) Ueber die mannigfachen Anordnungen der ersten Hochdruckdampfmaschinen berichtet ausführlich Severin in der bereits mehrfach citirten Abhandlung der königl. preussischen technischen Deputation für Gewerbe, S. 94 bis 127.

dampfes von Hornblower benutzt (englisches Patent vom 13. Juli 1781), indem derselbe den Dampf in einer Fig. 335 abgebildeten Maschine wirksam machte, welche aus zwei Cylindern von verschiedener Grösse bestand. Der Dampf strömte ungehindert, vom Kessel aus bei *f* eintretend, bis der kleine Cylinder *a* gefüllt war, worauf er in den grösseren Cylinder *b* überging und auf diese Weise zwei Kolben trieb. Wie die Stangen *r* und *s* der betreffenden Kolben mittelst geeigneter Laschenketten (Gall'sche Ketten), die sich um glatte Bogenstücke *d* und *e* legen können, mit dem Balancier *cdec* vereinigt sind, erhellt hinlänglich aus der Abbildung. Wie man leicht erkennt, war diese Maschine einfach wirkend, d. h. der Dampf trieb (wie bei der ersten eincylindrigen Watt'schen Maschine Fig. 253) die Kolben nur niederwärts, während das Emporsteigen derselben durch ein Gegengewicht oder durch die betreffenden Pumpenstangen am linken Ende des Balanciers erfolgte.

Fig. 335.



Die sogenannte Steuerung wurde bei dieser Maschine durch geeignetes Schliessen und Oeffnen von fünf Hähnen bewirkt. Zum Niedergange öffneten sich die Hähne *glp*, so dass der frische Dampf über den Kolben im kleinen Cylinder *a* treten und den Niedergang des ersteren veranlassen konnte. Zugleich ging der vom vorigen Spiele unter dem kleinen Kolben in *a* befindliche Dampf, den Hahn *l* passirend, über den grossen Kolben und trieb auch diesen niederwärts, während gleichzeitig der Hahn *p* geöffnet war und damit dem unter dem grossen Kolben verbliebenen Dampfe der Weg zum Condensator *a* frei gemacht worden war. Sind hierbei die Kolben nahe den Böden ihrer Cylinder angelangt, so werden die Hähne *gl* und *p* geschlossen, dagegen die *i* und *n* geöffnet. Hiernach kann kein frischer Dampf vom Kessel in die Cylinder treten und auch nicht durch *p* in den Condensator strömen, dagegen passirt derselbe die Canäle *hk* und *m*, so dass beide Kolben gleichen Druck von oben und unten erfahren, in welchem indifferenten Zustande derselben sich das vorerwähnte Gegengewicht bemerkbar macht und schliesslich der Aufgang beider Kolben gleichzeitig erfolgt. Die Hähne werden durch die Maschine von selbst gesteuert. (Eine perspectivische Abbildung der ganzen Maschine liefert Farey a. a. O. S. 384.)

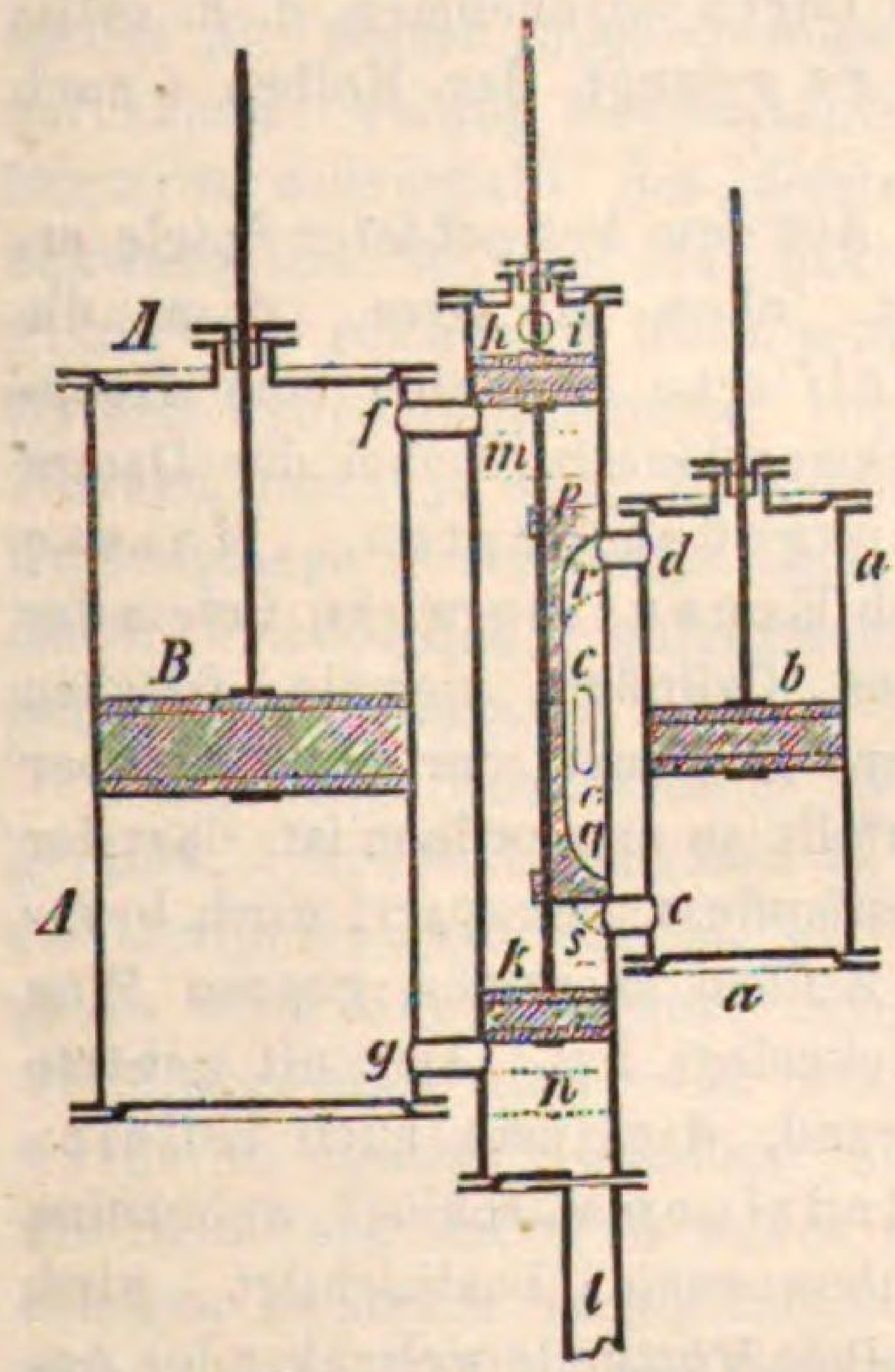
Vollständig gelangen diese zweicylindrigen Maschinen erst Arthur Woolf (Englisches Patent vom 7. Juni 1804), und zwar besonders dadurch, dass er stärkeren Dampf anwandte als Hornblower[1]), von dem Watt'schen Con-

1) Da Hornblower von Watt's Condensator und Luftpumpe (der Patent-

densator nebst Luftpumpe Gebrauch machen konnte (da dessen Patent abgelaufen war), den Cylindern ein genaueres Verhältniss gegen einander gab und beide Kolben doppeltwirkend anordnete.

Eine derartige Maschine zeigt in ihren Hapttheilen Fig. 336 im Verticaldurchschnitte, jedoch mit einer später getroffenen Abänderung, indem nämlich, statt der ursprünglichen Woolf'schen Ventilsteuerung [1]), Schieber- und Kolbensteuerung in Anwendung gebracht ist [2]).

Fig. 336.



Die Fassungsräume der beiden mit einander verbundenen Dampfcylinder *a* und *A* verhalten sich wie 1:3 bis 1:4 [3]), was durch die Verschiedenheit des Hubes der Kolben *b* und *B* bedingt wird, welche sich übrigens, beiläufig bemerkt, fortwährend gemeinschaftlich auf- und abwärts bewegen. An der Steuerstange des langen D-Schiebers *pq* befinden sich zugleich zwei Kolben *h* und *k*, die, wie aus der Abbildung erhellt, in demselben Cylinder eingeschlossen sind, der überdies oberhalb durch eine Oeffnung *i*, unterhalb durch ein Rohr *t* mit dem Condensator in Verbindung gebracht werden kann. Die Dampfeinströmungsöffnung ist *cc*.

Die Stellung aller Theile in unserer Abbildung entspricht dem Niedergange der Kolben, wozu der frische Dampf von *c* aus durch den Canal *d* in den kleinen Cylinder tritt und dessen Kolben *b* niedertreibt. Der vom vorhergehenden Spiele aus unter *b* befindliche Dampf

gesetze wegen) keine Anwendung machen durfte, sich deshalb auf umständlicheren Wegen helfen musste, auch Dampf von zu geringer Spannung anwandte, um hinsichtlich des Brennmaterialaufwandes mit Erfolg gegen Watt auftreten zu können, endlich ihm 1790 sein abgelaufenes Patent nicht erneuert wurde, so scheint er nachher seine Maschine selbst aufgegeben zu haben. 1798 erhielt Sadler ein Patent auf eine zweicylindrige Maschine, wovon der eine Cylinder (der grössere) eine einfachwirkende, der andere (kleinere) eine atmosphärische Maschine repräsentirte. Diese Anordnung hatte indessen noch weniger Erfolg. Abbildungen davon finden sich bei Severin, Fig. 128, und in Gilbert's Ann. Bd. 16, S. 352.

1) Abbildungen in Rees' Cyclopaedia, „Steam engine," Vol. IV, Pl. V.

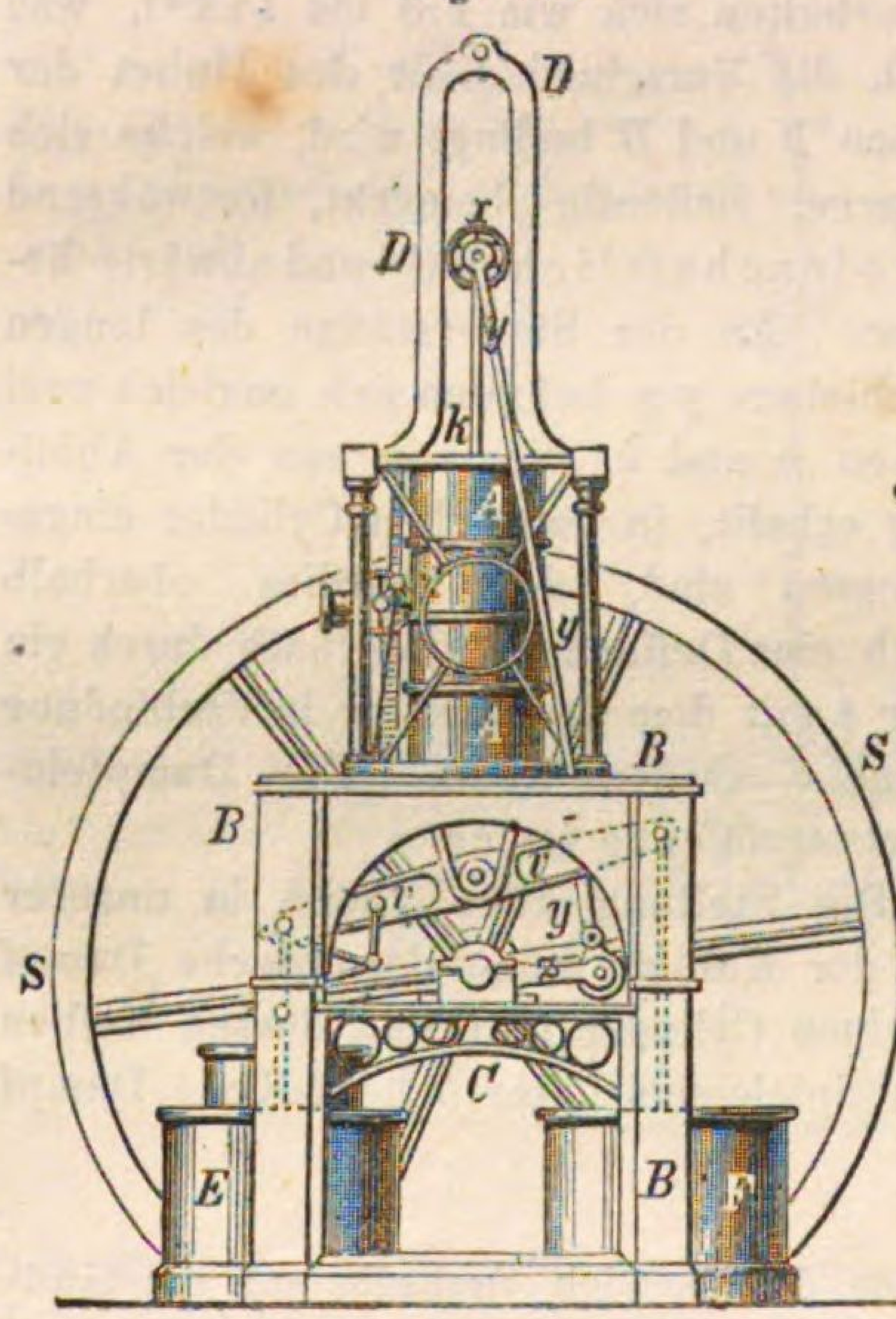
2) Tredgold-Mellet, Pl. VIII.

3) Ueber die neuesten Bestimmungen dieses Verhältnisses sehe man eine Arbeit des Professors Werner in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1857, S. 131 unter der Ueberschrift: „Ueber die richtigen Verhältnisse der Cylinderdimensionen bei den Wolf'schen Expansionsdampfmaschinen, sowie den vom Dr. Grashof bearbeiteten Anhang zur fünften Auflage der Redtenbacher'schen Resultate für den Maschinenbau, S. 576, Nr. 91.

geht durch den Canal *e*, auf dem Wege von *s* nach *m*, in den Canal *f* des grossen Cylinders, drückt auf die obere Fläche des Kolbens *B* und veranlasst auch diesen zum Niedergange, was dadurch erleichtert wird, dass der unter *B* befindliche Dampf durch den Canal *g* und das Rohr *t* nach dem Condensator gelangen kann.

Um den gleichzeitigen Aufgang der Kolben zu bewirken, brauchen die Steuerungstheile nur die punktirt angegebenen Lagen anzunehmen, d. h. es ist bloss erforderlich, dass der D-Schieber nach *rs* gelangt, der Kolben *i* nach *m* kommt und ebenso *k* nach *n* rückt.

Fig. 337.



Aus dem betrachteten Spiele erhellt ohne Weiteres, dass die Woolf'sche Maschine eine Hochdruckmaschine ist, wobei der Dampf im ausgedehntesten Maasse durch Expansion wirkt, indem der grosse Cylinder niemals frischen Dampf empfängt, der kleinere aber ebenfalls so anzuordnen ist, dass der Dampfzufluss abgesperrt wird, bevor der Kolben *b* seinen ganzen Weg zurückgelegt hat. Der oft gehörte Einwand, dass man auch bei eincylindrigen Maschinen, wobei eine Drehbewegung beabsichtigt wird, dieselben Vortheile weitgehender Anwendung expandirten Dampfes erreichen könnte, sobald man nur früh genug absperrte, ist insofern nicht ganz richtig, als dabei schwer die Gleichförmigkeit der Bewegung erreicht werden kann, wie dies bei der zweicylindrigen Maschine der Fall ist[1]).

Bereits 1797 hat Cartwright[2]) sich bemüht, Dampfmaschinen ohne Balancier zu construiren, was auch, wie schon früher erwähnt, 1802 Murray[3])

1) In Frankreich wurden Woolf's zweicylindrige Maschinen vom Mechaniker Edwards (Brevet von 1815) eingeführt und deshalb auch längere Zeit unter Edwards' Namen genannt. Beschreibung und Abbildungen der Edwards-schen Maschinen finden sich im 16. Bde., S. 47 der Ann. de l'industrie. Maschinen mit drei zusammengehörigen Dampfcylindern scheinen zuerst Aitkin and Steel construirt zu haben, wovon man Abbildungen in den eben citirten Ann. S. 165 findet.

2) Cartwright versuchte zugleich vergebens, die Condensation des Dampfes ohne Einspritzwasser zu bewirken, wogegen er die Kolben mit Metallliderung erfand. Ueber beides berichtet ausführlich Farey, a. a. O. S. 665.

3) Abbildungen dieser Murray'schen Maschine ohne Balancier finden sich auf Taf. VI, Fig. 54 bis 56 in den Abhandlungen der königl. preussischen technischen Deputation.

versuchte, in beiden Fällen jedoch ohne rechten Erfolg. Vollständig gelang dies erst Maudslay in London (Patent vom 23. Juni 1807), dessen Composition (Fig. 337) nicht nur ihrer Vereinfachung, sondern auch der zeither fast unbekannten Symmetrie und Eleganz wegen so viel Beifall fand, dass Maudslay eine Menge derselben beinahe in alle Welt senden musste.

Der Dampfcylinder A steht in der Mitte eines kräftigen gusseisernen Gestelles B, dessen bogenförmige Querträger C die Lagerbahnen der Welle aufnehmen, worauf Krummzapfen z und Schwungrad S aufgekeilt sind und letzteres ausserhalb des Gestelles liegt. Innerhalb des Gestelles ist die Schwungradwelle zwei Mal gekröpft, so dass eigentlich zwei übrigens ganz gleich gerichtete Krummzapfen (von einerlei Halbmesser und um mehr als den Cylinderdurchmesser von einander abstehend) gebildet werden, deren Warzen durch je eine Lenkstange y mit dem Kreuzkopfe x am Ende der Kolbenstange k verbunden sind. Zur Führung des Kreuzkopfes sind an dessen Enden Frictionsräder aufgesteckt, die zwischen vier gehörig mit einander verbundenen Ständern D laufen.

Innerhalb des Gestelles B stehen unterwärts zwei, mit kaltem Wasser gefüllte, cylindrische Gefässe E, F, wovon E die Kaltwasserpumpe, F dagegen die Luftpumpe einschliesst, welche letztere vom Condensator concentrisch umgeben wird. Die Bewegung der genannten Pumpen wird von der Krummzapfenwelle abgeleitet, und zwar unter Zwischenfügung zweier kleiner Balanciers v, wovon in unserer Abbildung nur einer angegeben ist[1]). Eigenthümlich war die Steuerung dieser übrigens doppeltwirkenden Maschine, nämlich aus einem einzigen sinnreich angeordneten Hahne bestehend, der sich freilich (wie alle früheren Kegelhähne bei Dampfmaschinen) auf die Dauer nicht bewährte.

Zu den erfolgreichen Constructionen, womit man bemüht war, die Dampfmaschine zu vereinfachen, gehört besonders noch die Idee, die Lenkstange ganz wegzulassen und diese durch die Kolbenstange zu ersetzen, was auch dadurch verwirklicht wurde, dass man einen schwingenden (oscillirenden) Cylinder anordnete, dessen hohle Drehachsen zugleich die Canäle für den aus- und eintretenden Dampf bildeten. Erfunden wurden diese oscillirenden Dampfmaschinen von Murdock 1785, der sie jedoch nur als Modell in Gang brachte[2]). Später soll sie auch Trevithik bei seiner Hochdruckmaschine versucht[3]) und 1808 ein Amerikaner French zum Treiben eines Dampfbootes angewandt haben.[4]) Dauernd eingeführt wurde sie jedoch erst

1) Vollständige, vortrefflich ausgeführte Werkzeichnungen dieser Maudslay-schen Maschine enthält das Le Blanc'sche Recueil des machines, Part. 2, Pl. 38 bis 42.

2) Muirhead, Vol. III, Pg. 122, Pl. XXXIV, „Working model of a steam engine with oscillating cylinder." Invented by Mr. W. Murdock 1785.

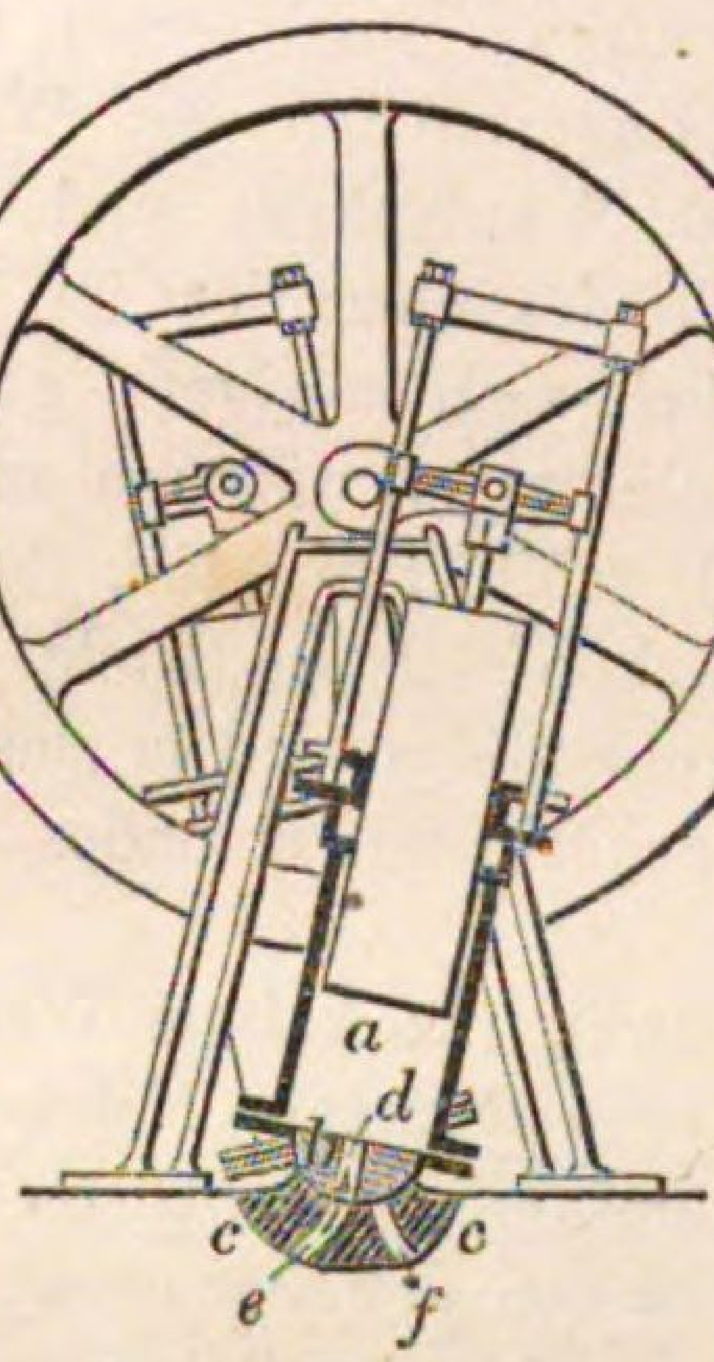
3) Abhandlungen der preussischen Gewerbedeputation, Theil. 1, S. 72.

4) Bernoulli, Handbuch der Dampfmaschinenlehre, 4. Aufl., 1854, S. 310. Merkwürdiger Weise erwähnt Woodcroft in seinem ausführlichen Werke: The origin and progress of steam navigation, London 1848, dieser amerikanischen Erfindung auch nicht mit einer Silbe.

1820 von Cavé[1]) in Paris und ziemlich gleichzeitig (1821) von Manby[2]) in England.

Die einfachste aller Dampfmaschinen mit oscillirenden Cylindern wurde (wahrscheinlich 1840) von Faivre in der Werkstätte der Herren Derosne in Paris ausgeführt[3]). Der Cylinder *a* (Fig. 338) ist hier an seinem unteren Ende mit einem Kugelzapfen *b* versehen, der in einer concentrischen Pfanne *c* oscillirt. Der Zapfen ist mit einer einzigen Oeffnung *d* durchbohrt, die Pfanne dagegen mit zwei solchen Oeffnungen oder Canälen *e* und *f* versehen. Leicht erkennt man hiernach, dass beim Schwingen des Cylinders die Oeffnung des Zapfens mit den Oeffnungen der Pfanne abwechselnd communicirt und damit die Dampfvertheilung bewirkt wird. Natürlich ist eine derartige Maschine nur einfach wirkend, so dass man für eine einigermassen gleichförmige Bewegung zwei solcher Maschinen als Zwillinge mit einander zu verbinden (zu kuppeln) hat. Ein Exemplar letzterer Anordnung fand der Verfasser seiner Zeit in der kaiserlichen Porcellanfabrik zu Wien im Gange, wovon sich in der Maschinenmodellsammlung des Hannoverschen Polytechnikums ein in Gang zu setzendes Modell vorfindet. Vorstehende Skizze (Fig. 338) ist diesem Modelle entnommen. Später hat man die Faivre'sche Maschine auch doppeltwirkend angeordnet, wovon sich Abbildungen und Beschreibungen in den unten notirten Quellen vorfinden[4]).

Fig. 338.



Leider nutzen sich die reibenden Flächen dieser Maschine sehr rasch ab, so dass sie gegenwärtig fast ganz ausser Gebrauch gekommen sind, jedoch den S. 450 besprochenen Schmidt'schen Wasserdruckmaschinen mehr oder weniger zum Vorbilde gedient haben.

Mit viel später von Penn in Greenwich angebrachten Steuerungsverbesserungen stellt Fig. 339 die oscillirende Dampfmaschine in ihren Haupttheilen dar.

Dabei ist *a* der hohle Drehzapfen des Cylinders *n*, *d* der Arbeitskolben, dessen Stange *e* unmittelbar mit der Warze des Krummzapfens *f* in Verbindung gebracht ist.

1) Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 41, S. 81. Auch (später) im Bulletin d'encouragement etc. 33e Année, 1834, P. 277, und 34e Année, 1835, P. 155.

2) Alban, Die Hochdruckdampfmaschine, S. 323, und Christian, Traité de mécanique industrielle, Vol. II, P. 487, Pl. 29.

3) Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 78 (1840), S. 73 unter der Ueberschrift: „Ueber Faivre's vereinfachte Dampfmaschine."

4) Armengaud, Publication industrielle. Vol. I, Pl. I. Ferner nach englischen Constructionen (Want und Vernum) im Berliner Gewerbe-, Industrie- und Handelsblatte, Bd. 30 (1049), S. 4 ff.

Die Maschine ist doppeltwirkend, an der einen Seite mit dem Dampfkasten *y* versehen, der durch einen, in der Durchschnittsfigur 340 sichtbaren, Canal mit dem Inneren des einen hohlen Schwingzapfens *a* communicirt, wäh-

Fig. 339.

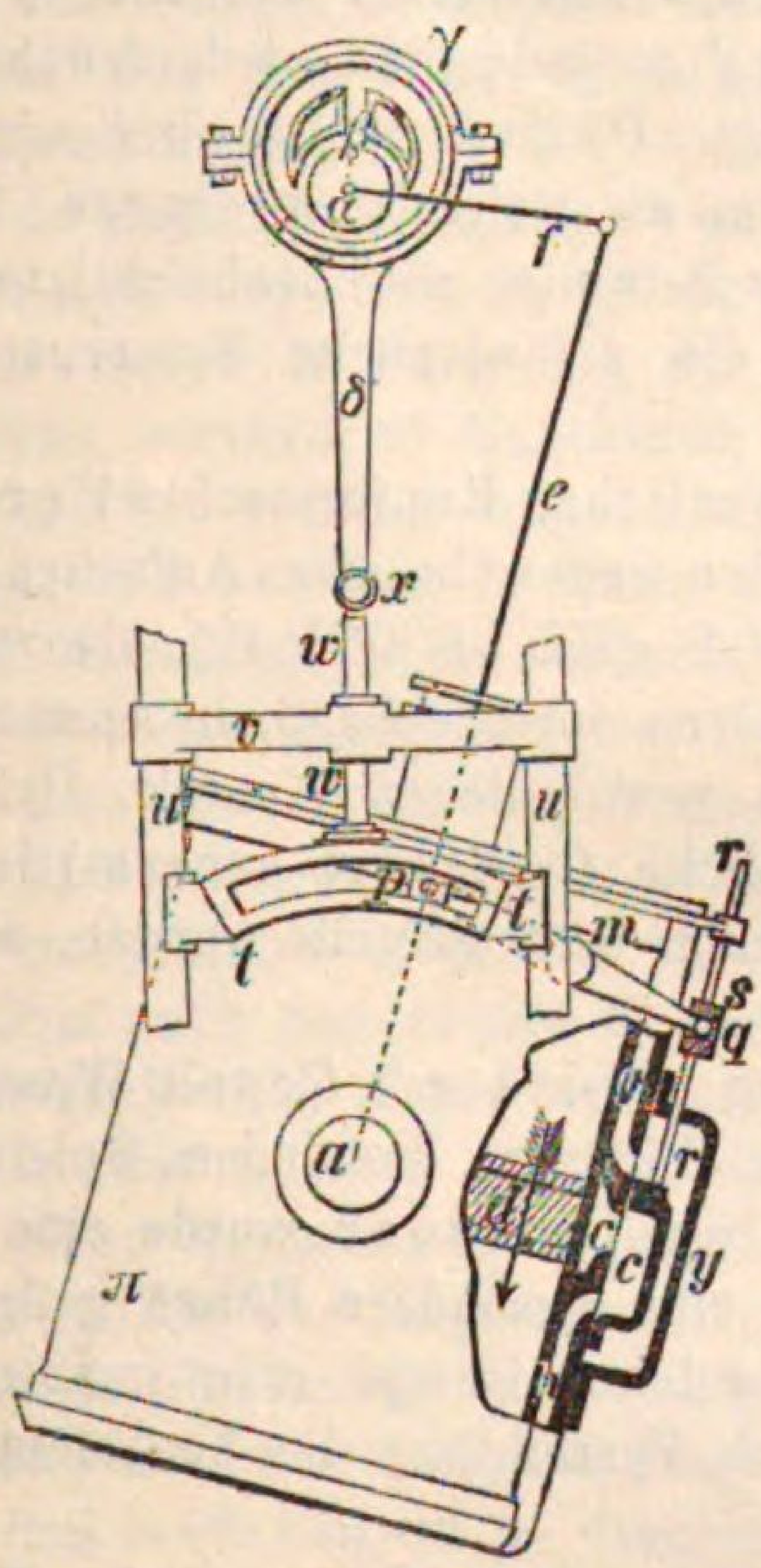


Fig. 340.

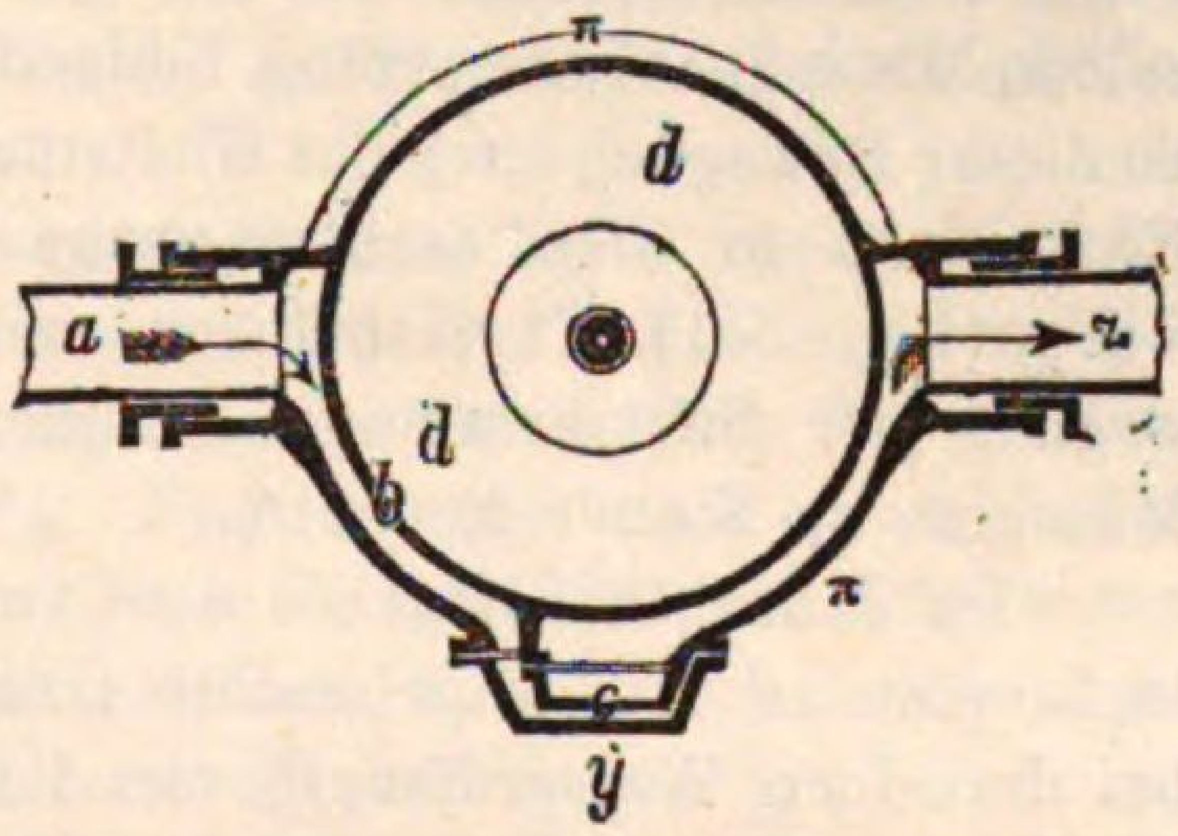
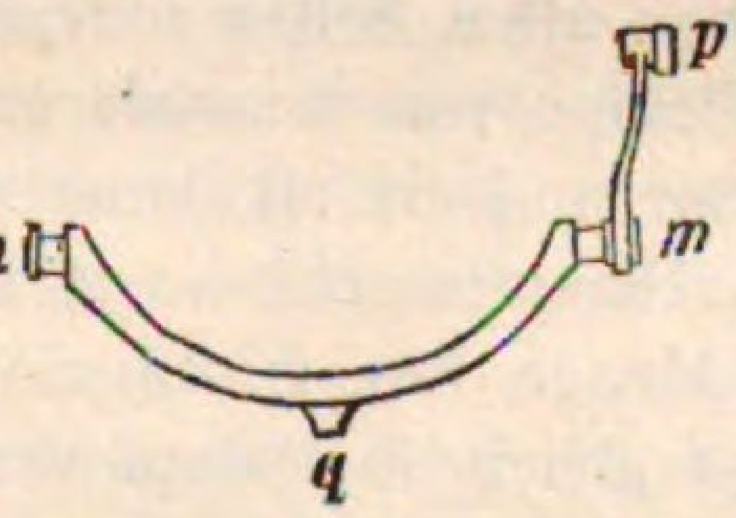


Fig. 341.



rend mit dem anderen der Canal *c* in Verbindung steht, welcher die Dämpfe nach ihrer Arbeit gegen den Kolben *d* durch den zweiten Drehzapfen *z* abführt. Der Muschelschieber wird mittelst der Stange *r* in die erforderliche Lage gebracht. In der Abbildung geht der Arbeitskolben nieder, wobei der frische Dampf, von *a* kommend, im Canale *g* über den Kolben gelangt, während der, welcher unter letzterem befindlich ist, durch *h* nach *c* und *z* in die Atmosphäre oder nach dem Condensator entweicht.

Die entsprechende Bewegung der Schieberstange *r* wird auf folgende Weise zu Stande gebracht[1]).

In eine viereckige Erweiterung *s* der Stange *r* fasst eine Nase *q*, die ein Theil eines Bügels *nqm* (Fig. 341) ist, der mit seinen Endzapfen *n* und *m* in Lagern schwingt, die am äusseren Mantel des Dampfcylinders *π* befestigt sind, so dass dieser Bügel mit dem Cylinder, wie ein Theil desselben zu betrachten ist. Mit dem Zapfen *m* unverrückbar verbunden ist ferner eine Art kleiner Kurbel *mp*, deren Warze *p* in der bogenförmigen Nuth eines Stückes *t* Platz findet, welches an Stangen *u* vertical auf- und absteigen kann, die neben dem Cylinder an der Soolplatte des Maschinengestelles befestigt sind. An der Mitte des Gleitstückes *t* sitzt ferner eine Führungsstange *w*, die bei *x* durch ein

1) Eine noch ausführlichere Beschreibung dieser Steuerung, die namentlich mit vielen Abbildungen begleitet ist, findet sich im 4. Bde dieses Werkes S. 239.

Gelenk mit dem äussersten Ende der Excentrikschiebstange δ verkuppelt ist. Um jede Abweichung der Stange w von der Verticalen zu verhindern, sitzt an den Stangen u noch ein Stück v, durch welches w hindurch muss.

Verfolgt man jetzt die Bewegung der erwähnten Maschinentheile, so erkennt man leicht, dass bei der Umdrehung des Excentriks der Ring γ desselben die seine Fortsetzung bildende Stange δ aufhebt und niederdrückt und zu dieser Bewegung auch das Gleitstück t zwingt. Dadurch geräth aber auch die Kurbel mp in eine oscillatorische Bewegung, an welcher der ganze Bügel nmq (Fig. 341) Theil nehmen muss, wodurch weiter die beabsichtigte Bewegung der Schieberstange r und mit ihr die erforderliche Steuerung der Maschine zu Stande kommt [1]).

Im Jahre 1823 machte eine vom amerikanischen Kupferstecher Perkins in London zu Stande gebrachte Dampfmaschine ungewöhnliches Aufsehen, weil bei derselben Wasserdämpfe von 400 bis 450° F. (205 bis 232° C.), also einem Drucke von über 16 bis beinahe 30 Atmosphären entsprechend, in Anwendung gebracht wurden, wozu Perkins, statt des gewöhnlichen Kessels, Cylinder aus Kanonenmetall von 3 Zoll (engl.) Wanddicke (Generator genannt) in Anwendung brachte, die aufrecht stehend in einen Ofen gestellt wurden, wo sie das Feuer von allen Seiten umspielen konnte.

Eine Pumpe von besonderer Einrichtung presste mit Gewalt Wasser in den Generator und erhielt denselben stets voll Wasser. Bei jedem Spiele der zugehörigen Dampfmaschine mit horizontalem Cylinder wurde eine entsprechende Menge des erhitzten Wassers in eine besondere Röhre gedrängt, wo es sich sogleich in Dampf verwandelte, welchen Dampf man unmittelbar unter den Arbeitskolben der Maschine und nach Verrichtung der beabsichtigten Wirkung in einen Condensator leitete [1]).

Perkin's Maschine hat nie eine Verbreitung gefunden, weil der Erfolg nicht den Mitteln entsprach, welche zu ihrem Betriebe aufgewandt werden mussten, nicht zu gedenken, dass sich keine Schmiermittel fanden, welche bei den hohen Temperaturen brauchbar waren.

1) Die ganze Schieberbewegung lässt sich bei Weitem einfacher zu Stande bringen, sobald man nicht, wie dies in Fig. 339 der Fall ist, ein Voreilen des Schiebers verlangt; hier wo das Voreilen nicht entbehrt werden soll, bildet deshalb auch der Excentrikhalbmesser $\alpha\beta$ mit dem Krummzapfenhalbmesser f keinen rechten Winkel, wie dies Fig. 330 der Fall war.

2) Bei einer Maschine, worüber in der Abhandlung der königl. preussischen Gewerbedeputation S. 115 berichtet wird, von 2 Zoll Kolbendurchmesser bei 12 Zoll Hub, soll der Kolben pro Minute 250 Hübe gemacht und eine Kraft von 10 Pferden entwickelt haben. Trotz aller Anpreisungen erhoben sich gegen den hohen vorausgesagten Nutzeffect, sowie hinsichtlich der Dauer einer solchen Maschine, erhebliche Einwürfe, die sich auch alle bestätigt haben. Die lesenswerthesten Gegenbemerkungen machten seiner Zeit der berühmte Physiker Schmidt in Giessen (Gilbert's Ann., Bd. 75, S. 343) und der damalige Director der Wiener polytechnischen Schule, Prechtl in Wien (Gilbert's Ann., Bd. 76, S. 217).

Vollständige Abbildungen einer Perkins'schen Maschine finden sich im 15. Bde. der Ann. de l'industrie, 1824, Pl. 177.

Glücklicher war man, nach dem Vorgange Maudslay's mit der Construction recht brauchbarer, direct wirkender (ohne Balancier) arbeitender Dampfmaschinen. Da man bald anfing, sie bei hohen Dampfpressungen anzuwenden, wo die Luft- und Warmwasserpumpe entbehrlich wurde, so konnte man den Dampfcylinder auch unmittelbar auf die horizontale Fundamentplatte setzen, also den Murray-Maudslay'schen Aufbau (worauf der Cylinder stand) entbehren.

In England scheint Dawes (Patent vom 6. Februar 1816) zuerst derartige Maschinen ausgeführt zu haben[1]). In Frankreich machte sich schon von 1812 ab Saulnier in Paris um die Verbreitung dieser, namentlich für kleinere Betriebe werthvollen Maschinen verdient[2]). Später wurden sie noch weiter, insbesondere von den französischen Mechanikern J. J. Meyer in Mühlhausen, Imbert, Bourdon in Paris u. m. A. ausgebildet, wovon sich Zeichnungen und Beschreibungen in den unten verzeichneten Quellen finden[3]).

Von den Maschinen letzterer Gattung giebt Fig. 342 ein übersichtliches Bild, das keine besondere Beschreibung erfordern wird.

Das zu den Säulen *B* gehörige Gebälk *K* ist mit den beiden umgebogenen, nach hinten gehenden Enden in gehörig starkem Mauerwerke befestigt, woselbst auch das zweite Lager für das Schwungrad *S* angebracht ist. Wie leicht erklärlich, eignet sich diese Disposition namentlich für kleinere Maschinen, wo das Gewicht des Schwungrades und Zubehörs nicht zu gross ist[4]).

Eine eigenthümliche Gattung zweicylindriger Expansionsdampfmaschinen brachte 1840 der Engländer Sims zu Stande und führte sie seit dieser Zeit mehrfach mit Erfolg aus[5]). Fig. 343 stellt diese Maschine im Verticaldurchschnitte dar, wobei man erkennt, dass die beiden Cylinder über einander stehen und beide Kolben an derselben Kolbenstange sitzen. Aus dem Nachstehenden erhellt ferner, dass die Sims'sche Maschine dem Dampfverbrauche nach eine einfachwirkende, der mechanischen Wirkung des Dampfes nach aber eine doppeltwirkende Dampfmaschine zu nennen ist, woraus zugleich erhellt, wie Sims behaupten konnte, dass seine Maschine gegen eine Boulton-Watt'sche, unter sonst gleichen Umständen, 50 Proc. Brennmaterialersparniss geben sollte.

Bei der Stellung aller beweglichen Theile der Maschine in Fig. 343 tritt

1) Abbildungen in den Abhandlungen der königl. preussischen Gewerbedeputation, Taf. VIII, Fig. 78.

2) Bulletin d'encouragement, 20e Année, 1821, P. 125 u. 133. Von späteren Ausführungen Saulnier'scher Dampfmaschinen finden sich Abbildungen im Portefeuille industrielle par Pouillet et Le Blanc, Tom. II, P. 73.

3) Juillien, Traité des machines à vapeur, Paris 1847, 2e Sect., P. 234, Pl. 32 u. 33. Ferner Le Blanc, Recueil, Part. V, Pl. 7.

4) Sehr schöne specielle Zeichnungen der Maschine Fig. 342 finden sich u. a. in Le Blanc's Recueil des machines, Part V, Pl. 7.

5) Nach dem Mining Journal im Polytechnischen Centralblatt, 1840, S. 1140. Auch im Mechanic's Magazine vom Juni 1840. Endlich ausführlich theoretisch behandelt von Nottebohm in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleises in Preussen, 1841, S. 76.

der frische Dampf bei *a* in das obere Steuerventilgehäuse, geht durch das geöffnete Ventil *b* über den kleinen Kolben und veranlasst diesen zum Niedergange. Gleichzeitig ist ein unten angebrachtes Ventil *d* geöffnet, welches durch das Rohr *F* in den Condensator führt. Das dritte Ventil *c* bleibt während dieser Zeit geschlossen. Ein Rohr *E* verbindet fortwährend den Raum zwischen beiden Kolben mit dem Condensator.

Fig. 342.

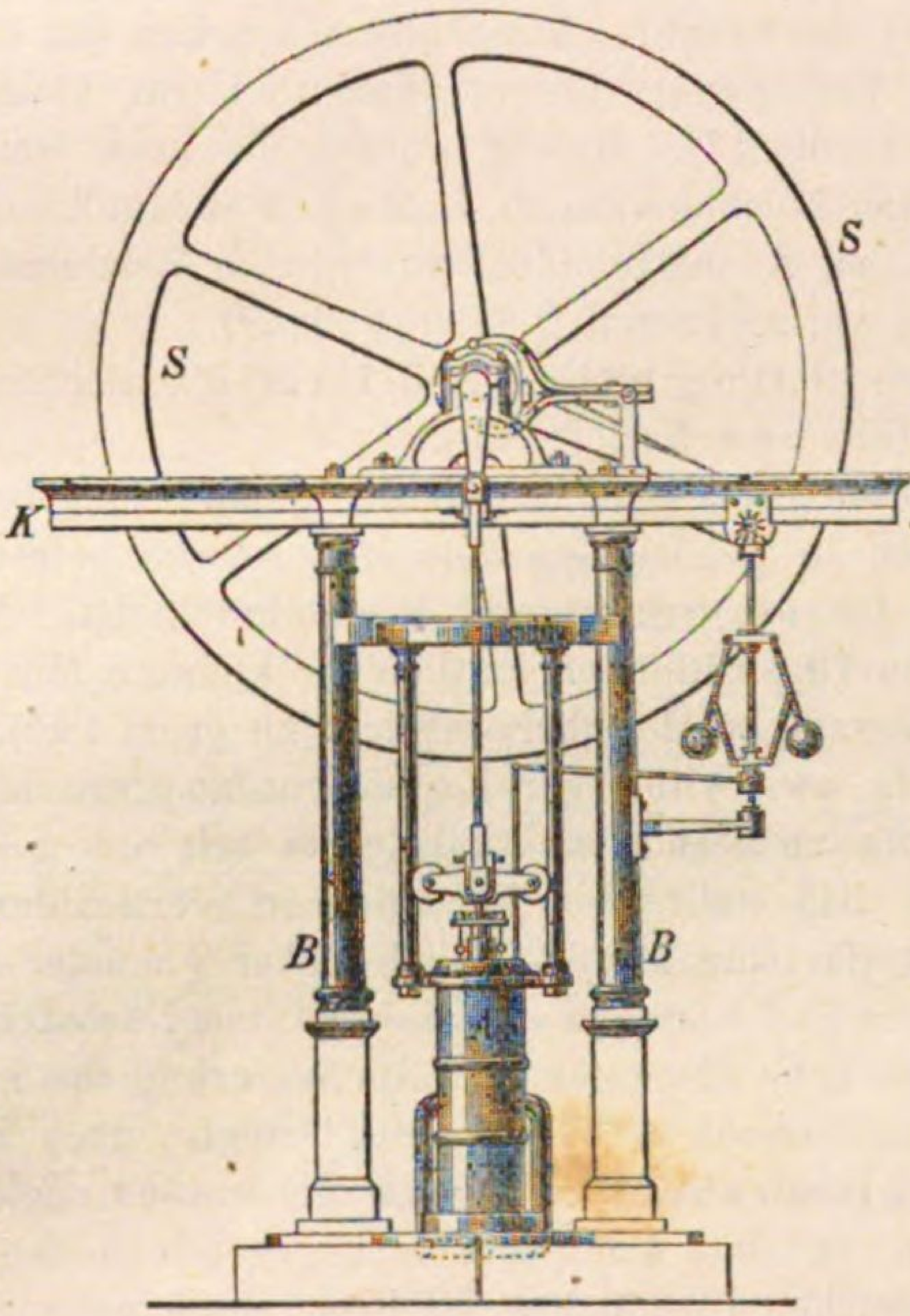
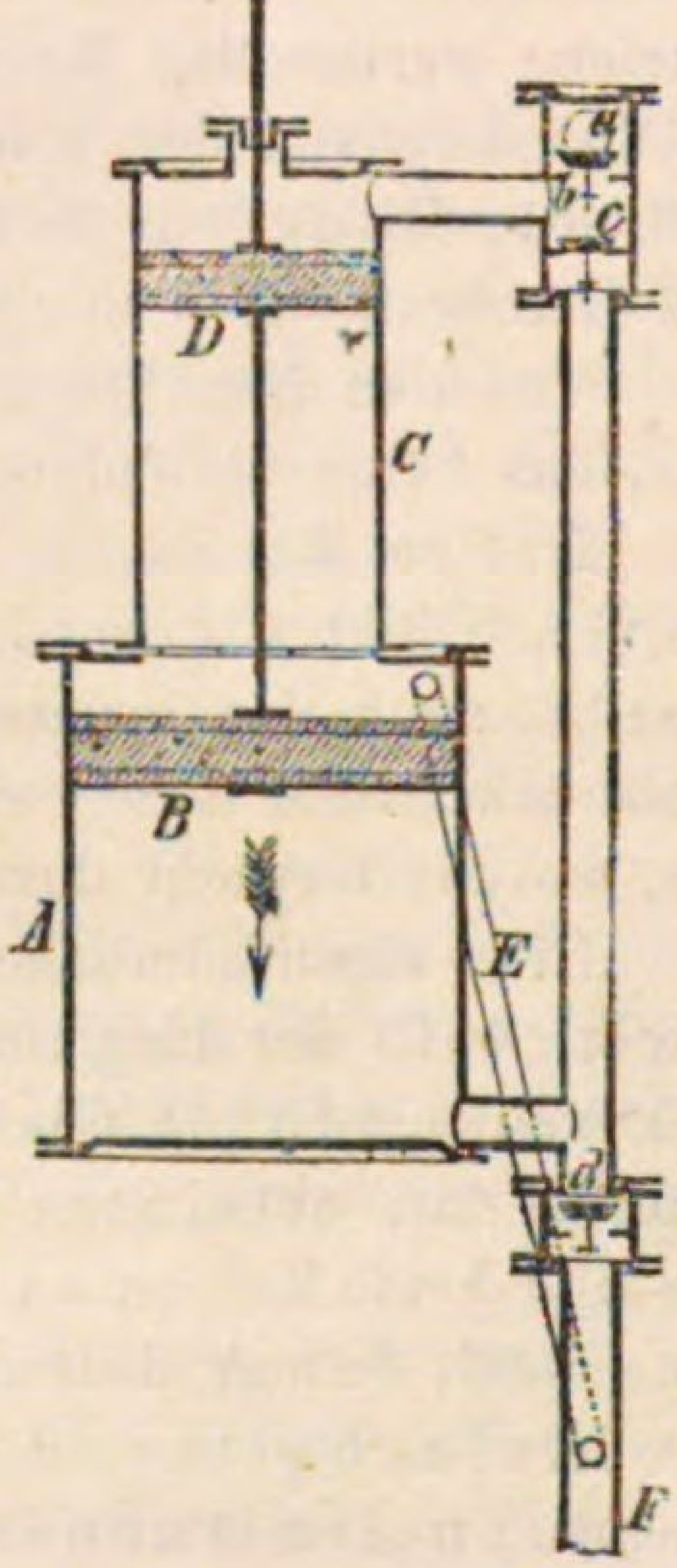


Fig. 343.



Zum Aufsteigen der Kolben schliessen sich die Ventile *a* und *d*, dagegen öffnet sich das Ventil *c*, so dass der gegen den kleinen Kolben thätig gewesene Dampf genöthigt wird, unter den grossen Kolben *B* zu treten, und diesen zum Aufgange zu veranlassen.

In England haben bis jetzt Sims' Maschinen mehr Verbreitung gefunden, als auf dem Continente.

Auf andere der Neuzeit angehörige Anordnungen von Expansionsdampfmaschinen, z. B. auf die von J. J. Meyer, aus dem Jahre 1844 stammend [1]), kommen wir später speciell zurück.

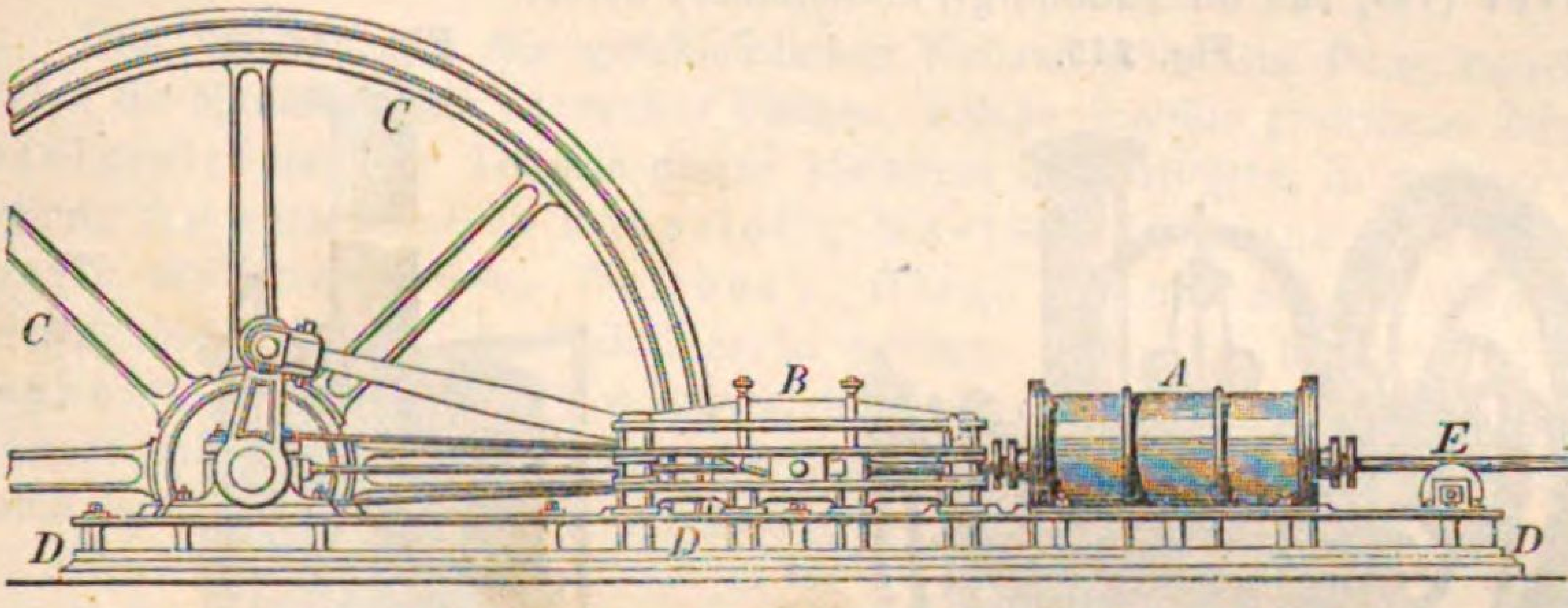
Eine fast allgemein beliebte Gattung von Dampfmaschinen ist gegenwärtig die mit horizontalliegendem Cylinder geworden, die bereits 1801 von dem Engländer Symington (der sich auch um die Erfindung der Dampfschiffe verdient machte) in Anwendung gebracht wurde [2]). Später (1813) finden

1) Ann. des ponts et chaussées, 1844, Vol. III, P. 183.

2) Abhandlungen der königl. preussischen technischen Deputation, S. 55.

wir sie bei dem ersten Brunton'schen Dampfwagen benutzt, sodann (1823) an der Hochdruckmachine von Perkins und an mehreren anderen Stellen [1]). Eine allgemeinere Verwendung konnten indessen die Horizontalmaschinen deshalb nicht erlangen, weil man bis zum Extreme von dem nicht unbegründeten Vorurtheile befangen war, dass sich ihre Cylinder einseitig ausarbeiteten und die Kolben schwerer dicht zu halten wären.

Fig. 344.



Erst nach dem Jahre 1831, wo Stephenson angefangen hatte, bei seinem damaligen Dampfwagen ausschliesslich Maschinen mit horizontalen Cylindern in Anwendung zu bringen, gelangte man zu etwas anderen Ansichten über die Sache, freilich aber auch zu besseren Constructionen (wohin namentlich das Durchtreten der dicken Kolbenstange durch beide Cylinderdeckel, die Herstellung langer Stopfbüchsen mit besonderen Lagern für die Stange, vortheilhafte Kolbenliderungen etc. gehört), so dass gegenwärtig die horizontalen Dampfmaschinen zu den beliebtesten und bewährtesten (für gewisse Arbeitszwecke) aller jetzt bekannten Dampfmaschinen gehören.

Die Disposition einer horizontalen Dampfmaschine der Gegenwart, wie sie u. a. vielfach aus der renommirten Gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik in Magdeburg hervorgehen, zeigt Fig. 344.

Der Dampfcylinder A nebst dem Führungsrahmen B seines Kreuzkopfes, die Welle des Krummzapfens und des Schwungrades C ruhen vereint auf einem und demselben gusseisernen Rahmenwerke D, auf welchem auch am hinteren Ende eine Stütz- und Führungsrolle E für die rückwärts verlängerte (verhältnissmässig starke) Kolbenstange F angebracht ist, um das oben erwähnte Abnutzen des Cylinders A auf der inneren unteren Seite fast gänzlich zu vermeiden.

In neuerer Zeit hat sich für das Gebiet des Klein-Gewerbbetriebes eine Gattung recht praktischer Dampfmaschinen von geringer Arbeitsleistung (2 bis 10 Maschinenpferde) ausgebildet, welche man, ihrer leichten Ortsveränderung wegen, ohne dass Radgestelle (wie bei den Locomobilen Bd. 2, S. 481 dieses Werkes) erforderlich werden, mit dem Namen Halblocomobile-Dampfmaschinen bezeichnet und die man, in der Regel, mit einem verticalen Kes-

1) Bernoulli in seiner Dampfmaschinenlehre, Ausgabe von 1833, beschreibt S. 359 unter der Rubrik: „Dampfmaschinen mit horizontalliegenden Cylindern“ zwei Gattungen dieser Maschinen (und liefert auch Abbildungen davon), wovon die eine Taylor and Martineau, die andere dem Pariser Mechaniker Calla zugeschrieben wird.

sel entsprechend combinirt. Zwei Gattungen dieser Maschinenklasse mögen hier zunächst besprochen werden.

Bei der ersten Fig. 345 perspectivisch dargestellten Gattung hat man Kessel und Maschine von einander isolirt, zwar beide auf derselben Fundamentplatte montirt, sonst aber von einander unabhängig gemacht. Unsere Abbildung zeigt die eben so gefällige wie zweckmässige Disposition einer Halblocomobile, wie sie seit 1860 die Pariser Firma Hermann-Lachapelle et Glover (144, rue du Faubourg-Poissonnière) liefert.

Fig. 345.

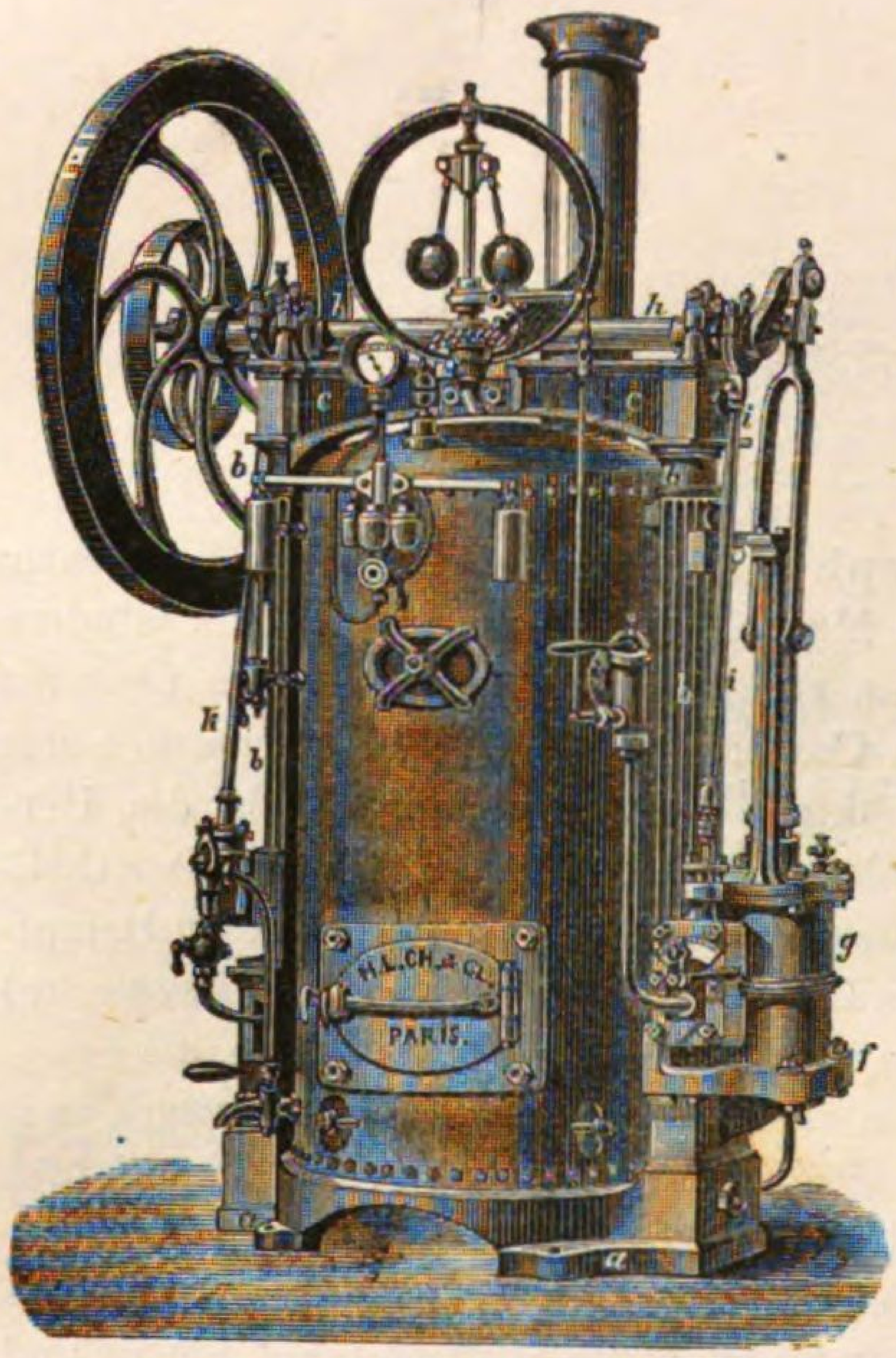
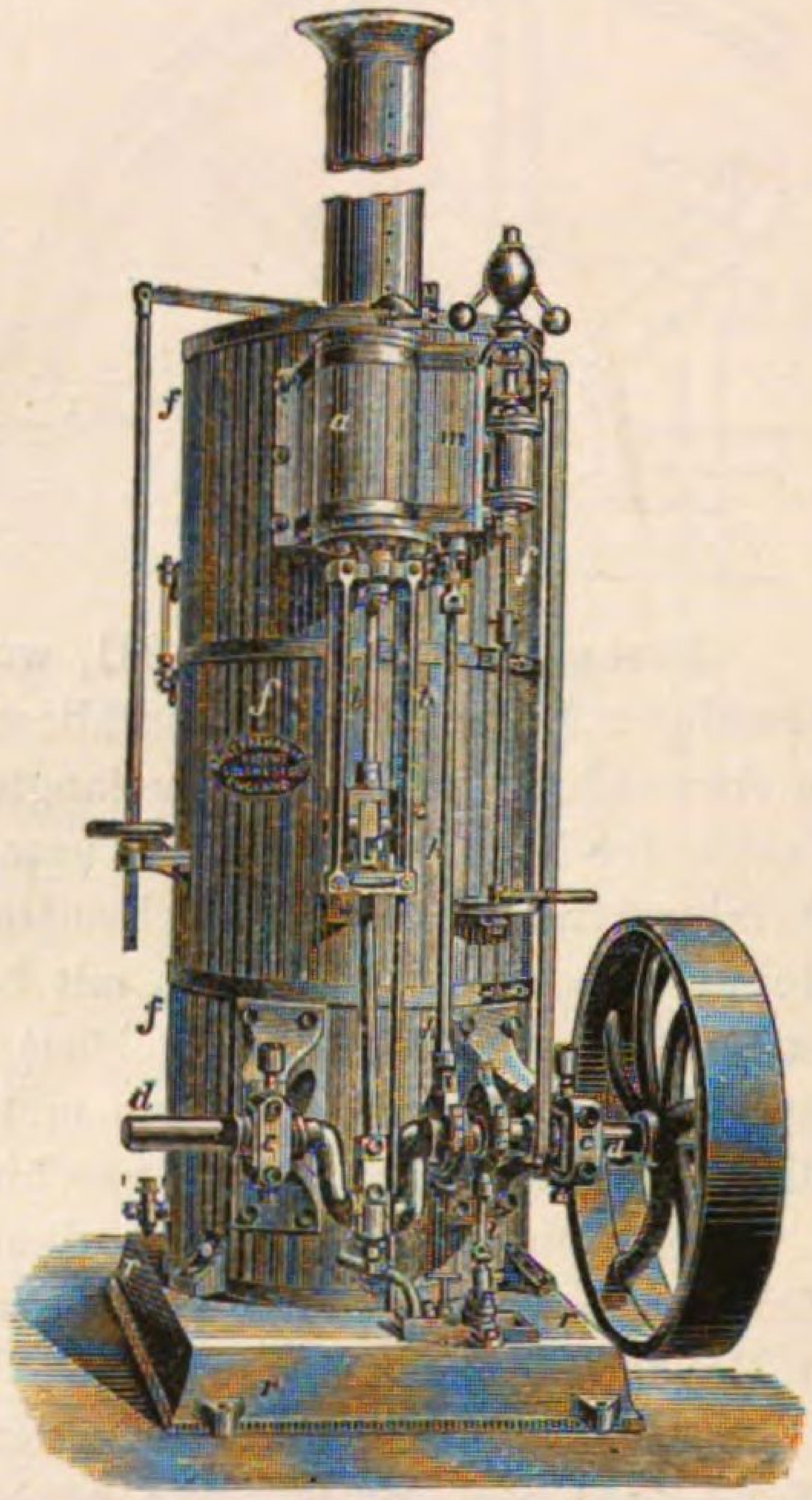


Fig. 346.



Auf der Grundplatte *aa* des ganzen Baues sind zwei verticale, säulenförmige Ständer *bb* befestigt, welche oben durch einen Steg (Gebälke) *cc* mit einander vereinigt sind und wovon der Kessel seitwärts und oberhalb umrahmt wird. Zur Verbindung der Ständer mit der Grundplatte ist letztere an jeder Seite mit einem sogenannten Schilde *dd* versehen, wovon an das Schild rechts unserer Abbildung eine Console *f* gegossen ist, welche dem Dampfcylinder *g* zur Basis dient. Die Betriebswelle *hh* der Maschine ist auf dem bereits erwähnten Stege *cc* gelagert. Die Stange *i* des Dampfvertheilungsschiebers sowie die Stange *k* der Speisepumpe, werden durch Kreisexcentriks bewegt, welche in bekannter Weise auf der Schwungradwelle *h* angebracht sind.

Zur Repräsentation der zweiten vorerwähnter Gattungen von Halblocomobilen diene Fig. 346, welche die Disposition der bekannten englischen Firma Davey, Paxmann & Comp. in Colchester ist. Hier hat man den Dampfcylinder *a*, dessen Kolbenstangenführung *b* und die Böcke der beiden Lager *cc* der gekröpften Betriebswelle *dd* direct am Mantel des vertical gestellten Dampfkessels *ff* befestigt. Zwei Excentriks *h* und *i* auf der

Welle *d* dienen beziehungsweise zur Bewegung des im Kasten *m* befindlichen Dampfschiebers und der Speisepumpe, welche letztere in der Sohlplatte *rr* des ganzen Baues versenkt ist.

Ueber eine dritte Gattung dieser Halblokomobilen, wo der horizontal gelegte Dampfcylinder unten auf der Fundamentalplatte befestigt ist, sehe man den Nachtrag Nr. 11 am Ende dieses Bandes.

Hier am Schlusse der geschichtlichen Notizen über die Dampfmaschine dürfen die Männer nicht unerwähnt bleiben, welche sich für praktische Zwecke erfolgreich mit der Theorie dieser Maschine beschäftigten, in welcher Beziehung fast ausschliesslich Poncelet[1]), Navier[2]), Guionneau de Pambour[3]), Redtenbacher, Weisbach, Hirn, Zeuner und Grashoff zu nennen sind. Insbesondere sind es in neuerer Zeit Rankine[4]), Hirn[5]), Zeuner[6]) und Grashoff[7]) welche sich um die Anwendung der mechanischen Wärmetheorie auf die Berechnung der Dampfmaschinen besonders verdient gemacht haben.

1) Leçons de mécanique à l'école d'application de l'artillerie et du génie, Metz 1828. Später ein Theil der Sect. VII (§. 75 etc.) des Cours de mécanique appliquée aux machines. Letzteres Werk ist von Schnuse in's Deutsche unter dem Titel übersetzt: Lehrbuch der Anwendung der Mechanik auf Maschinen, Darmstadt 1845. Diese Poncelet'sche Theorie ist vortrefflich wiedergegeben und zur Aufstellung von Constructionsregeln (mit Berücksichtigung neuerer Erfahrungen) benutzt im 3. Thle. der Morin'schen Leçons de mécanique pratique etc., Paris 1846.

2) Ann. des ponts et chaussées, 1835, Vol. II, P. 150. Hier stellte Navier zuerst eine wichtige Formel (die Abhängigkeit des Dampfvolumens von der Spannung betreffend) auf, die eine wesentliche Grundlage der Pambour-schen Theorie bildet. Als Fortsetzung der ersten Arbeit auch Ann. des ponts et chaussées, 1836, Vol. I, P. 1.

3) Traité théorique et pratique des machines locomotives, Paris 1835, und Théorie des machines à vapeur, Paris 1839. Die zweite, sehr vermehrte Ausgabe (mit 24 Kupfertafeln) 1844. Letztere Ausgabe ist deutsch (mit Zusätzen) bearbeitet von Crelle in dessen Journal der Baukunst, wo es durch die Bde. 23 (S. 201), 24 (S. 34) und 25 (S. 95) läuft. Auch zusammenhängend gedruckt und unter dem Titel veröffentlicht: Theorie der Dampfmaschinen von Pambour, Berlin 1849. Mit 24 Figurentafeln. — Hierher gehört auch: Morin, De Pambour und Poncelet über die Berechnung der Dampfmaschinen nach der Methode der Coefficienten und nach der von De Pambour. Als Streitfrage behandelt. Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1844, S. 60 bis 67.

4) Manual of the Steam-Engine and other prime movers. London and Glasgow 1859.

5) Théorie mécanique de la chaleur, seconde édition, Paris 1865.

6) Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie. Mit Anwendungen auf die Theorie der calorischen Maschinen und Dampfmaschinen. 2. Aufl., Leipzig 1866.

7) Resultate der mechanischen Wärmetheorie in ihrer Anwendung auf das Verhalten der Gase und Dämpfe. Als Anhang zur fünften Auflage von Redtenbacher's Resultaten für den Maschinenbau.

Zweites Capitel.

§. 94.

Eintheilung der Dampfmaschinen.

Die geschichtliche Einleitung des vorigen Capitels hat uns nicht nur mit den hauptsächlichsten Anordnungen der gegenwärtigen Dampfmaschinen bekannt gemacht, sondern auch in den Stand gesetzt, unterscheiden zu lernen:

1) Einfach- oder doppeltwirkende Maschinen, je nachdem der Dampf den Kolben nur nach einer Richtung hin oder nach zwei entgegengesetzten Richtungen bewegt;
2) Maschinen mit oder ohne Condensation, je nachdem man den Dampf nach seiner Wirkung auf den Kolben vollständig oder theilweise verdichtet, oder in die Atmosphäre etc. treten lässt;
3) Maschinen mit oder ohne Absperrung (Expansion), je nachdem der frische Dampf während des ganzen Kolbenweges oder nur während eines Theiles desselben einströmt;
4) Tiefdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckmaschinen, je nachdem die Dampfspannung kleiner, gleich oder nur wenig grösser als die Pressung der atmosphärischen Luft ist, oder endlich die Pressung der letzteren bedeutend übertroffen wird.

Diese Unterschiede (sowie die Zahl zusammengehöriger Cylinder) [1]) geben jedoch keinen derartigen Eintheilungsgrund ab, dass sich mittelst desselben eine übersichtliche Zusammenstellung, ähnlich jener bei den verticalen Wasserrädern (S. 329) und bei den Turbinen (S. 395), machen liesse. Die Ursache hiervon liegt sehr nahe, indem eine und dieselbe Maschine mehrere der unter 1 bis 4 aufgeführten Merkmale in sich vereinigen kann, so dass z. B. eine doppeltwirkende Dampfmaschine eine Hochdruckmaschine und zugleich eine Maschine mit Expansion und mit Condensation sein kann. Eine bei Weitem bestimmtere Eintheilung erhält man dagegen, wenn man gewisse wesentliche Organe der Dampfmaschine an sich oder deren Gestalt und Lage zum Eintheilungsgrunde nimmt, wie in nachfolgender Zusammenstellung geschehen ist.

1) Zwei Cylinder nach Woolf oder Sims, oder drei Cylinder nach Aitken and Steel (Ann. de l'industrie, Tom. 16, Pl. 195), sowie in jüngster Zeit nach Legavrian (Armengaud, Publication industrielle, Tom. IX, P. 383, Pl. 31).

Feststehende Dampfmaschinen*).

I. Maschinen mit Balancier.

1. Watt's Balancier (doppelarmiger Hebel mit unverrückbarer Drehachse).

2. Evans' Balancier (Hebel mit beweglichen Stützpunkten) [1]).

II. Maschinen ohne Balancier.

1. Feststehende Cylinder.

A. Stehende Maschinen.

a) Schwungradwelle unter dem Cylinder.

α) Zwei Lenkstangen: Maudslay, Saulnier [2]).

β) Pendelrahmen: Hermann [3]), Beslay [4]).

γ) Eine Lenkstange, Säulenmaschine [5]).

b) Schwungradwelle über dem Cylinder.

α) Eine Lenkstange, Kreuzkopf unter der Schwungradwelle: Meyer [6]), Bourdon [7]).

β) Lenkstange im Kolbenstangenrahmen, Schwungradwelle zwischen Cylinder und Kreuzkopf: Laird [8]), Powells [9]).

γ) Eine Lenkstange, Säulenmaschine: Fairbairn [10]), Farcot [11]).

B. Liegende Maschinen.

a) Cylinder horizontal [12]).

b) Cylinder geneigt: Roentgen, Delpech [13]), Bourdon, Fink [14]).

2. Schwingende Cylinder.

a) Schwingen um die Mitte: Murdock [15]), Cavé, Penn u. A. [16]).

b) Schwingen um das obere Ende: Alban [17]).

c) Schwingen um das untere Ende: Faivre [18]).

*) Unberücksichtigt geblieben sind (als entweder nur für besondere Fälle passend, oder als blosse Sonderbarkeiten):

Maschinen mit schwingender Kolbenstange und unbeweglichem Dampfcylinder, Ringkolben: Penn [19]): verschiebbarer Deckel: Legendre [20]).

Maschinen mit rotirendem Cylinder und geradliniger Kolbenbewegung: Romance, Mouline [21]).

Maschinen mit zwei Kolben von gleichem Durchmesser über und unter einander in demselben Cylinder: Bodmer [22]).

Maschinen mit zwei concentrischen Kolben in einander: Harlemer Meer [23]).

[1]) Ann. de l'industrie, Tom. 16, und Prechtl, Supplementbde., Artikel „Gebläse", Taf. 80, Fig. 1; auch Armengaud, Publ. industrielle, Vol. 2, Pl. 13. Ferner Bd. IV dieses Werkes, S. 228 u. 741. [2]) Portefeuille industriel, Vol. II, Pl. 14. [3]) Armengaud, Publ. industrielle, und Moteurs à vapeur, Pl. 15. [4]) Jullien, Machines à vapeur, Sect. II, Pl. 28. [5]) Portefeuille John Cockerill, Pl. 21. [6]) Jullien, a. a. O. Sect. II, Pl. 23. Bulletin de la société industrielle de Mulhouse, Tom. XVII, P. 374. [7]) Le Blanc, Recueil, Part. 5, Pl. 7. [8]) Tredgold, „Steam Engine", Appendices, Pl. 5. [9]) Le Blanc, Recueil, Part. 3, Pl. 13. [10]) Armengaud, Moteurs à vapeur, P. 494. [11]) Armengaud, Publ. industrielle, Vol. 3, Pl. 20. [12]) Armengaud, Publ. industrielle und Moteurs à vapeur. [13]) Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 62, S. 175. Petitcolin et Chaumont, Atlas universel des machines, Vol. I, Pl. 33. [14]) Jullien, Machines à vapeur, Sect. II, Pl. 30. Wiebe, Skizzenbuch, Heft 4, Blatt 1.

Diese Zusammenstellung aller gegenwärtig als praktisch brauchbar zu bezeichnenden Systeme feststehender Dampfmaschinen dürfte, mit Hinblick auf unsere geschichtliche Einleitung, wenige Erläuterungen erfordern.

Was zunächst die Maschinen mit Balancier anlangt, so erhellt deren Anordnung für den doppelarmig Watt'schen Balancier hinlänglich aus den vorher aufgeführten Fig. 322 und 323. Immer muss noch diese Construction bei starken Maschinen als die festeste, sicherste und vortheilhafteste namentlich für alle die Fälle bezeichnet werden, wo man mit Condensation arbeitet, weil auf keine andere Weise Luft- und Warmwasserpumpe so zweckmässig und einfach aufgehangen und bewegt werden können. Noch empfehlenswerther wird der Watt'sche Balancier dann, wenn man ausser der Drehbewegung der Maschine auch nebenbei noch die auf- und abgehende geradlinige Bewegung zum Treiben besonderer Wasserpumpen direct zu verwenden hat [1]), wie dies u. a. bei Papierfabriken, Kattundruckereien, bei grossen Wasserstationen der Eisenbahnen etc. vorkommen kann.

Evans' Balancier wird, so sinnreich derselbe ist, dennoch nur unter besonderen Umständen dem Watt'schen vorzuziehen sein. Ein Fall ersterer Art findet sich z. B., wenn man grosse Gebläscylinder unmittelbar über dem Dampfcylinder aufstellen will [2]), ferner auch bei Dampfschiffen, um etwas weniger Platz zu bedürfen, als der Watt'sche (in diesem Falle doppelte) Balancier erfordert [3]).

Für alle Maschinen ohne Condensation, die man dringend in dem Falle bedarf, wo nicht genug kaltes Wasser zur Disposition steht [4]), und überhaupt vortheilhaft verwendet, wenn man gar nicht zu condensiren beabsichtigt, Raum ersparen, gedrängte und möglichst wohlfeile Maschinen haben will, sind die ohne Balancier, die sogenannten direct wirkenden Maschinen, unbedingt

[15]) Muirhead, Vol. III, Pl. 34. [16]) Bulletin d'encouragement, 34e Année, 1835, P. 150. Le Blanc, Recueil, Vol. II, Pl. 55, ferner S. 525, Bd. I der Allgem. Maschinenlehre und ebendaselbst Bd. IV, S. 239 und 242. [17]) Alban, Hochdruckdampfmaschine, S. 426, Taf. III. [18]) Armengaud, Publ. industrielle, Vol. I, Pl. 1. Auch Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 78, S. 73, und Bd. 82, S. 161. [19]) Prechtl, Supplementbd. 2, Taf. 54 und Allgem. Maschinenlehre Bd. IV, S. 259. [20]) Armengaud, Publ. industrielle, Vol. IV, Pl. 14. [21]) Jullien, Machines à vapeur, Sect. II, Pl. 38. [22]) Bulletin du musée de l'industrie, Tom. XII, 1847, Pl. 5. [23]) Polytechnisches Centralblatt, 1847, S. 328. Ferner im 4. Bande dieses Werkes, S. 685.

1) Man sehe hierüber auch die Beispiele S. 633 und 655 im IV. Bande dieses Werkes.

2) Man sehe u. a. die Zeichnung des grossen und schönen Cylindergebläses in Prechtl's Technologischer Encyklopädie, Supplementbd. 3, Taf. 80, welches die Friedrich-Wilhelms-Hütte in Schlesien für das Neustädter (Hannover) Hüttenwerk lieferte. Auch Bd. IV, S. 741 dieses Werkes.

3) Gengembre's Schiffsmaschine in Armengaud's Publ. industrielle, Vol. II, Pl. 2. Ferner auch S. 228, Bd. IV dieses Werkes.

4) Watt rechnete, dass 28,9 Mal so viel kaltes Wasser in den Condensator gespritzt werden muss, als in derselben Zeit zum Dampfmachen erfordert wird (Farey, a. a. O. S. 593 u. 594).

vorzuziehen, wenn man auch mit deren Anwendung in manchen Fällen gewiss zu weit gegangen ist.

Von den beiden Gattungen derselben, mit feststehenden und mit schwingenden Cylindern, sind die hauptsächlichsten Anordnungen, wie sie der Zweck unseres Buches nöthig macht, ebenfalls in der geschichtlichen Einleitung hinlänglich erörtert und durch Abbildungen verständlich gemacht.

Da hier Dampfschiffe nicht in Frage kommen, so kann nur von oscillirenden Maschinen der kleinsten Sorte die Rede sein, die sich zugleich durch ihre äusserste Einfachheit auszeichnen, zumal wenn man auf die Vortheile des Voreilens des Dampfschiebers verzichten kann [1]).

Hinsichtlich der beiden Classen direct wirkender Maschinen mit unbeweglichen Cylindern, nämlich solcher mit stehenden oder liegenden Cylindern, hat die technische Uneinigkeit über Vortheile und Nachtheile der einen und anderen Sorte noch nicht vollständig entschieden, indessen ist soviel gewiss, dass manche Constructeure Horizontalmaschinen von sehr grossem Kolbendurchmesser (bei sehr bedeutender Pferdezahl) nicht ohne Zwang in Ausführung bringen.

Welcher von den Gattungen stehender direct wirkender Dampfmaschinen der Vorzug zu geben ist, bedarf ebenfalls keiner grossen Auseinandersetzung, da übersichtliche, rasche Bedienung neben den Anschaffungskosten die Hauptrolle spielen, übrigens aber mehr oder weniger zufällige und örtliche Umstände hierbei in's Auge zu fassen sind, ja am Ende sogar auch hier die leidige Mode eine nicht unwichtige Rolle spielt!

§. 95.

Um keinen Gegenstand unberührt zu lassen, dessen Besprechung von einiger Wichtigkeit ist, nehmen wir eine Musterung aller wichtigen Stellen der Dampfmaschine vom Eintritte des frischen Kesseldampfes in den Cylinder bis zu dessen Austritte als Wasser oder Dampf vor, wozu die Natur der Sache von selbst den Weg vorzeichnet [2]).

1) Ausgezeichnet sind in Bezug auf Einfachheit eine Sorte kleiner oscillirender Dampfmaschinen, welche die Borsig'sche Maschinenbauanstalt in Berlin lange Zeit baute und die man (scherzhaft) wegen der Leichtigkeit des Verständnisses und ihrer Bedienung Bauermaschinen nannte. Abbildung und Beschreibung dieser Borsig'schen Maschinen enthält das Berliner Gewerbe- und Handelsblatt, Bd. 16, Jahrg. 1843, S. 3 u. 49. Recht lobenswerth sind die Alban-schen Pendelmaschinen, weil dabei die Schwingungsachse nicht zu Dampfcanälen benutzt wird. (Man sehe Alban's Hochdruckmaschine, S. 426.)

2) Unberücksichtigt bleibt dabei, gegenwärtigem Zwecke entsprechend, Construction und Dimensionsverhältnisse der einzelnen Theile, als in den Maschinenbau gehörig.

I. Steuerungen bei Dampfmaschinen im Allgemeinen [1]).

Durch die geschichtliche Einleitung ist uns ebenfalls schon bekannt geworden, dass sich alle Steuerungen bei Dampfmaschinen in die vier Classen: Schieber-, Ventil-, Hahn- und Kolbensteuerungen [2]) bringen lassen, wo-

1) Hinsichtlich der Röhrenanordnungen, in welchen der vom Kessel kommende Dampf den Arbeitscylindern der Dampfmaschinen zugeführt wird, muss auf den Artikel „Dampfleitung" der Prechtl'schen Technologischen Encyklopädie, Supplementbd. 2, S. 359 verwiesen werden.

Von Nutzen ist das bereits von Watt angewandte Verfahren (Farey, a. a. O. S. 322), den frischen Dampf vor dessen Eintritt in den Schieberkasten und in den Cylinder in einen concentrischen Mantel treten zu lassen, der den Kolbencylinder von allen Seiten umgiebt. Combes hat bereits 1844 (Polytechnisches Centralblatt, Neue Folge, Bd. 3, S. 69) den grossen Vortheil derartiger Cylindermäntel festgestellt. Neuerdings hat Hirn wieder nachgewiesen, dass man u. a. bei Woolf'schen Maschinen mit Anwendung der Cylindermäntel bis zu 24 Proc. (?) Brennmaterial ersparen könne. Gleichzeitig hat auch Hirn die Ursachen dieses Gewinnes auf streng wissenschaftlichem Wege nachzuweisen sich bemüht. Die betreffende, überhaupt höchst lesenswerthe Arbeit Hirn's findet sich im 27. Bde. (1855) des Bulletin de la société industrielle de Mulhouse, P. 105 unter dem Titel: „Sur l'utilité des enveloppes à vapeur."

Wenn man des höheren Anschaffungspreises der Dampfmaschine wegen von diesen Cylindermänteln nicht Gebrauch machen will, sollte man mindestens die Kolbencylinder (durch Verkleiden mit Strohseilen, starkem Filz etc.) besser vor Abkühlungen bewahren, wie dies gewöhnlich geschieht. Lesenswerthe Artikel über diesen Gegenstand finden sich in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 155, 1860, S. 73. „Ueber die Umhüllungen der Dampfleitungen," und ebendaselbst im 158. Bde., 1861, S. 331 ein Aufsatz vom Dr. F. Varrentrapp in Braunschweig. In neuerer Zeit ist über Vortheile oder Nachtheile der Dampfmäntel viel geschrieben worden, jedoch ohne genügende Begründung und zwar im Engineer 1873, Juli S. 41, August S. 100; ferner im Engineering 1873, Juli S. 11, 34, 53, 54, 63 und 103. Geradezu widersprechend sind die neuesten Erörterungen über die Vortheile der Dampfmäntel, worüber berichtet wird in der Zeitschrift des hannov Arch.- und Ing.-Vereins, Jahrg. 1874, S. 301.

2) Für das specielle Studium der Steuerungen sind die Abschnitte „Distribution" und „Méchanismes des Distributions" beziehungsweise in den bereits citirten Werken über Dampfmaschinen von Jullien, Sect. II, P. 158, Armengaud, Chap. II, P. 361, und Weisbach, Ingenieur-Mechanik, Bd. 2, zu empfehlen, für den Constructeur aber ganz besonders das vortreffliche Buch Zeuner's, Die Schiebersteuerungen, Freiberg 1858, und vierte verbesserte und vermehrte Auflage, Leipzig 1874. Ferner mehrere werthvolle Abhandlungen in der oft angeführten Zeitschrift „Der Civil-Ingenieur", in Wiebe's Skizzenbuch für den Ingenieur und Maschinenbauer, in Petitcolin et Chaumont's Atlas universel etc., in den Zeitschriften „The Artizan" und der des Vereins deutscher Ingenieure (u. a. Bd. 4, 1860, S. 209, „Steuerung durch Einklinkung bei Wasserhebedampfmaschinen.") Böttcher, Abschnitt „Dampfmaschinen-Steuerungen" im 2. Bande der

von die ersten beiden als wichtigsten zu betrachten sind, da sie, richtig construirt, nicht nur verhältnissmässig geringe Reibungswiderstände bieten, sondern auch am besten auf die Dauer gehörig dicht halten und vor zu grossen Abnutzungen geschützt werden können.

Zu den wesentlichsten Veränderungen, welche man in neuerer Zeit mit den Schiebern vorgenommen hat, gehört die Anwendung zwar langer aber getheilter Schieber[1]), die Anordnung von langen Schiebern mit verkürztem Hube[2]), um den Reibungsweg zu vermindern, ferner die Construction sogenannter Entlastungsschieber[3]), um die Wirkung des Dampfdruckes gegen die ganze Schieberfläche und somit die Grösse der zu überwindenden Reibung[4]) so sehr als nur möglich zu vermindern.

Hierbei ist freilich zu bemerken, dass man in den gedachten Beziehungen

Supplemente zu Prechtl's Technologischer Encyklopädie, S. 322 bis 415. Eine Uebersicht der vorzüglichsten Steuerungen bis zum Jahre 1859. Ferner in dessen Bearbeitung der Bernoulli'schen „Dampfmaschinenlehre" (Stuttgart 1865), S. 268—316. — Jenny, „Oesterreichischer officieller Bericht über die Weltausstellung zu Paris im Jahre 1867," S. 87 bis mit 123. Eine beachtungswerthe Arbeit der vorzüglichsten Steuerungen der gedachten Ausstellung. — Ziebarth, Drei Dampfmaschinen der Wiener Ausstellung von 1873. Der Verfasser bespricht hier sehr geschickt die Dampfmaschinen von Bède & Comp. in Verviers, von Dingler in Zweibrücken und von Sulzer in Winterthur. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1873, S. 677. — Müller-Melchior, Die Dampfmaschinen-Steuerungen auf der Wiener Weltausstellung von 1873. Besonderer Abdruck aus Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 212 bis 214. Eine klare und übersichtliche Behandlung des Stoffes. — Ritterhaus, Deutscher amtlicher Bericht über Gruppe XIII der Wiener Weltausstellung von 1873. — Radinger, Die Dampfmaschinen der Wiener Weltausstellung von 1873 im amtlichen österreichischen Berichte, Heft 83, S. 3 bis 210. Eine höchst empfehlenswerthe Arbeit. — Gottlob, Die stationairen Dampfmaschinen der Wiener Weltausstellung von 1873, in Uhland's „Maschinenconstructeur", Jahrgang 1874, S. 89, 123, 141, 153, 170 und 187. „Geschichtlicher Ueberblick über die Steuerungen der Dampfmaschinen." Ebenfalls Uhland's Maschinenconstructeur, Jahrg. 1874, S. 84, 102, 137 und 150. Letztere beiden Abhandlungen sind als lesenswerth zu bezeichnen.

1) Armengaud, Publ. industrielle, Vol. I, Pl. 17. Ferner Jullien, Traité des machines à vapeur, deux. Section, Pl. 29.

2) Artizan, Augustheft, 1856, S. 169.

3) Armengaud, Publ. industrielle, Vol. VIII, Pl. 2. — Reuleaux, Schweizerische polytechnische Zeitschrift, 1856, S. 133. — Révue universelle par Cuyper, Tom. II, Jahrg. 1857, P. 453 (Notice sur les tiroirs équilibrés). — Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1861, S. 242. Ferner der Abschnitt „Entlastungsschieber" in der Böttcher-Bernoulli'schen Dampfmaschinenlehre und in Müller-Melchior's Dampfmaschinensteuerungen auf der Wiener Weltausstellung von 1873, S. 6 und 22.

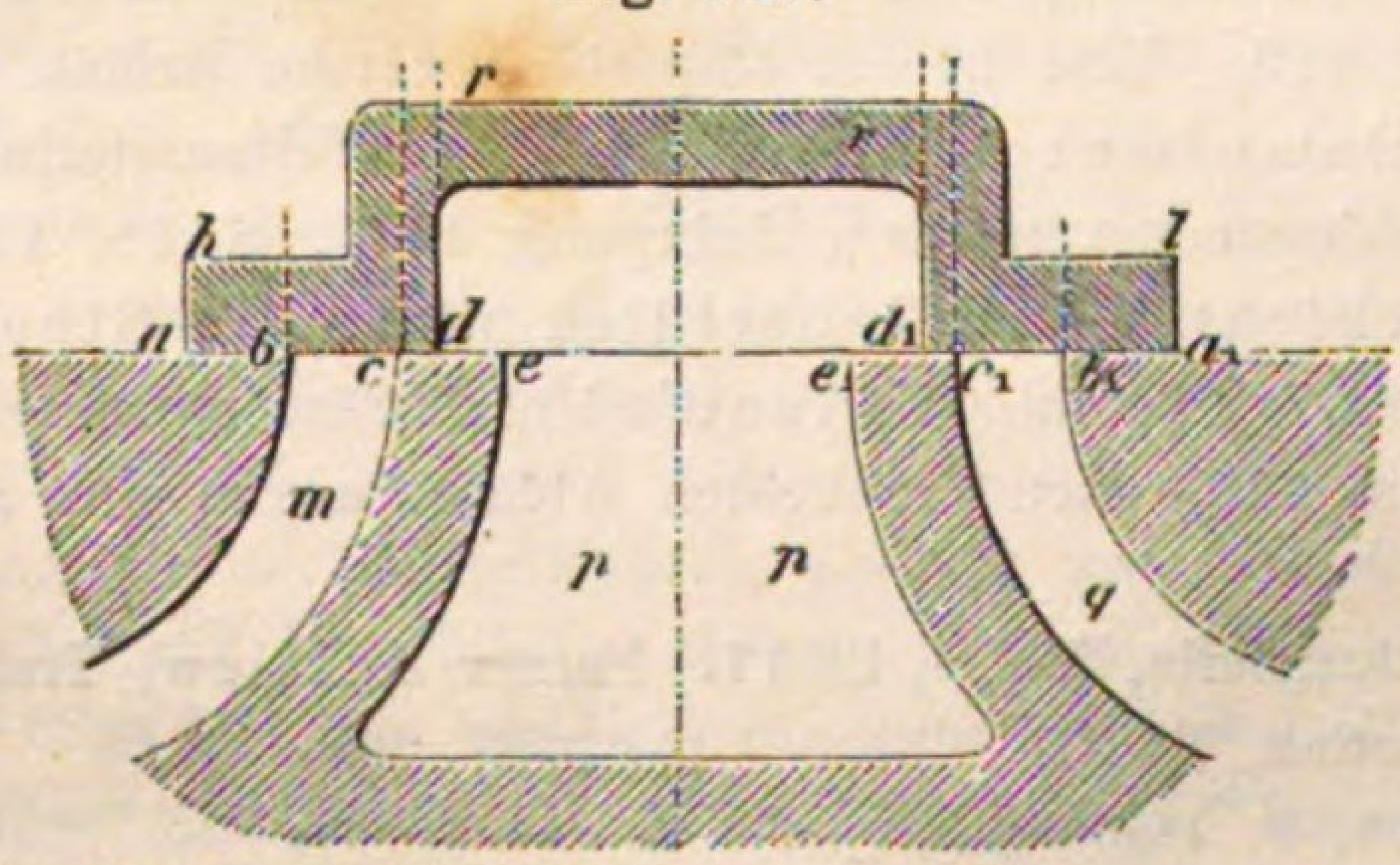
4) Bezeichnet F die Fläche des Schiebers, auf welcher der Dampfdruck p pro Flächeneinheit lastet, ferner R den Radius der Excentrikscheibe (x Fig. 260 und 261), f den betreffenden Reibungscoefficienten, O den Querschnitt und l den

zwar mit Allem zufrieden sein kann, was bereits erreicht ist, nur nicht mit den Entlastungsschiebern, wobei man immer die Erfahrung machen musste, dass sich mit der Erlangung eines Vortheiles gleichzeitig auch ein neues Uebel einstellte.

Bereits S. 510 wurde gezeigt, dass der gemeine Dampfschieber, welcher durch das einfache Kreisexcentrik bewegt wird, seine mittlere Stellung (Fig. 330 Nr. I. und II.) dann erreicht, wenn der Kolben in seine höchste Stellung oder seinen tiefsten Stand gelangt ist, wobei der Schieber die Dampfcanäle vollständig bedeckt, also Dampf weder aus- noch eintreten kann, und wozu jetzt noch bemerkt werden mag, dass die Lage nur so lange dauert, als der Kolben Zeit zur Umdrehung seiner Bewegungsrichtung braucht, wobei das Beharrungsvermögen (Schwungrad) der Maschine eine wichtige Rolle spielt (vorausgesetzt, dass es nicht Maschinen sind, wobei der Kolben nach jedem Hube eine kleinere oder grössere Pause macht).

Um hierbei jedoch Alles möglichst vortheilhaft zu gestalten, namentlich, um im Augenblicke des Umsetzens der Kolbenbewegung eine hinlängliche Menge frischen Dampfes zum Antreiben des Kolbens in der neuen Bewegungsrichtung rechtzeitig vorräthig zu haben, andererseits aber auch dem Dampfe, der eben seine Wirkung verrichtet hat, einen gehörig raschen Ausweg zu verschaffen, giebt man dem Schieber eine solche Stellung, dass er schon einige Augenblicke vor Beginn des neuen Spieles sowohl die entsprechende Dampfzu- als Abführöffnung herstellt, also dem Hube des Kolbens voreilt. In der That nennt man diese Anordnung auch das Voreilen des Schiebers und lässt die Grösse derselben mit der Schnelligkeit der Kolbenwechsel wachsen. Erreicht wird übrigens die betreffende Grösse des Voreilens durch eine angemessene Stellung des Excentrikhalbmessers gegen den Krummzapfen, indem der betreffende Winkel nicht wie in Fig. 330, sondern grösser oder kleiner als neunzig Grad sein muss. Bei Kolben mit sehr grossen Geschwindigkeiten (z. B. bei den Eisenbahndampfwagen) nimmt man den Voreilungswinkel durchschnittlich zu dreissig Grad an, d. h. stellt die beiden Halbmesser des Excentriks und des Krummzapfens unter Winkel von einhundert und zwanzig Grad gegen einander.

Fig. 347.



Noch ist endlich eines Mittels zu gedenken, wodurch man sowohl Eintritt wie Austritt des Dampfes innerhalb gewisser Grenzen nach Belieben verändern kann. Man verlängert nämlich die beiden Lappen oder Deckflächen ad und $a_1 d_1$

Weg des Dampfkolbens pro Hub, so erhält man für die Kraft K, welche pro Flächeneinheit des Kolbens anzubringen ist, um den Reibungswiderstand zu überwinden:

$$K = f \cdot \frac{p F R n}{O l},$$

ein Werth, der besonders deshalb gross wird, weil R nicht klein genommen werden kann. Neuerdings hat man mehrfach versucht, die Excentriks durch sogenannte Gegenkurbeln zu ersetzen.

(Fig. 347) des Schiebers r (diesen in seiner mittleren Stellung vorausgesetzt) derartig, dass er die beiden Dampfcanäle m und q nicht nur vollständig schliesst, sondern sie sogar nach beiden Seiten hin überragt. Dabei nennt man $ab = a_1 b_1$ die äussere und $cd = c_1 d_1$ die innere Ueberdeckung (oder Ueberlappung). Die richtige Wahl der Grössen dieser Ueberdeckungen und ihrer Beziehungen zu den nach bekannten Regeln bestimmten Weiten der Canäle m, p und q macht es möglich, den Dampf mit einer gewissen Expansion wirken zu lassen, allerdings erst nach dem Durchlaufen der ersten Hälfte des Kolbenweges[1]).

Soll die Absperrung schon vor Beendigung des letzteren Weges, beispielsweise schon bei $^1/_3$, $^1/_4$ etc. des Hubes, überhaupt in beliebiger Weise geschehen, so reicht die Absperrung durch Deckung nicht aus und man hat sich besonderer Anordnung und Hülfsmittel zu bedienen, von denen die wichtigsten im folgenden Paragraphen besprochen werden sollen[2]).

§. 96.

II. Verschiedene Expansionsanordnungen[3]).

Eins der ältesten Mittel, den Zufluss des Dampfes in den Kolbencylinder an beliebiger, bestimmter Stelle des Kolbenweges abzusperren, ist die sogenannte unrunde Scheibe Fig. 348, die sich darin vom einfachen Kreisexcentrik unterscheidet, dass eine gewisse Zahl verschiedener stufenartiger Erhöhungen auf der Schwungradwelle angebracht sind, welche den Schieber nicht conti-

1) Wie man durch Construction die genannten Beziehungen (zwischen den Dampfcanalweiten, Ueberdeckungen und Schieberhub) feststellt, lehrt u. A. Valet in Armengaud's Publ. industrielle, Tom. IX, P. 466, Pl. 35, am ausführlichsten und in allgemeinster Weise aber Zeuner in seinem bereits citirten Werke: Die Schiebersteuerungen.

Um wenigsten eine Idee von den betreffenden Maassverhältnissen zu erhalten, werde die Aufgabe II, S. 34 von Zeuner citirt, wo bei 60 Millimeter Excentricität und 30 Grad Voreilungswinkel der Dampfeintritt stattfinden soll, während der Kolben 0,80 seines Weges zurücklegt und der Dampfaustritt beginnen soll, wenn der Kolben noch 0,04 seines Hubes zurückzulegen hat. Man erhält dann die äussere Deckung $\overline{ab} = \overline{a_1 b_1} = 24$ Millimeter; innere Deckung $\overline{cd} = \overline{c_1 d_1} = 7$ Millimeter; äusseres Voreilen $= 6$ Millimeter; inneres Voreilen $= 23$ Millimeter; Eröffnung des Eintrittscanales $= 36$ Millimeter. Die Stegbreite $ce = c_1 e_1 = 25$ Millimeter, die Weite des Austrittscanales $p = 72$ Millimeter angenommen.

2) Ueber die bei der Schieberüberdeckung unvermeidliche Dampfcompression, welche beim Rückgange des Kolbens durch das frühere Verschliessen der Dampfwege herbeigeführt wird, und über die angeblichen Nachtheile derselben handelt ein lesenswerther Aufsatz des Prof. Reuleaux im 3. Bde. (1857) des Civil-Ingenieurs, S. 43 unter der Ueberschrift: „Ueber die Wirkung der Dampfvertheilung bei den Coulissensteuerungen." Von dieser letzteren Gattung Steuerungen wird ausführlich in Band III dieses Werkes gehandelt und zwar S. 288, 290 und 315.

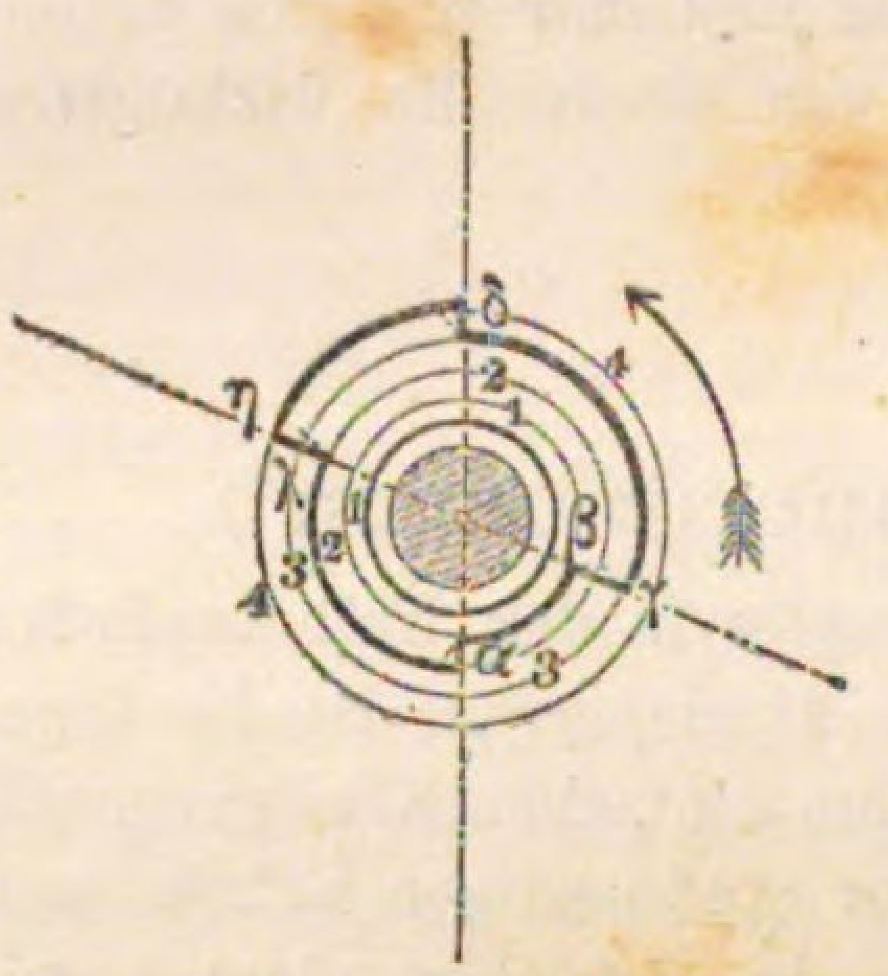
3) Man sehe hierüber die vorher S. 536, Note 2 „Ueber Steuerungen" gemachten Literaturangaben.

nuirlich, sondern nur in gewissen Zeitintervallen oder Abschnitten des Gesammtweges zum Fortrücken anregen, in den Zwischenperioden aber in Ruhe lassen.

Die Construction und Wirkungsweise einer solchen Stufenscheibe erhellt leicht aus der zusammenfassenden Betrachtung der Fig. 348 bis 350.

Bezeichnet man die Fortrückungsgrösse des Schiebers um die Breite eines der Dampfcanäle a oder b mit dem Namen Einheit und trägt diese Grösse oder deren Verjüngung als Abstand vom Wellmittel so auf, wie Fig. 348 erkennen lässt, wo in Entfernungen, welche diesen Einheiten entsprechen, concentrische, mit 1, 2, 3 und 4 bezeichnete Kreise gezogen sind, und rundet man dann die Uebergangsstellen α, $\beta\gamma$, δ und $\eta\lambda$ nach dem Gesetze ab, dass die Summe zweier Radien dieser Stufen, welche in dieselbe gerade Linie fallen, eine constante Grösse sein muss, so erhält man ohne Schwierigkeit eine unrunde Scheibe, welche den Dampfzutritt an bestimmter Stelle, in unserer Zeichnung beispielsweise mit $^1/_3$ absperrt, d. h. den Zufluss dann unterbricht, wenn der Kolben den dritten Theil seines Weges, und zwar sowohl beim Auf- als Abgange, zurückgelegt hat. Um diese gesetzmässige Verschiebung von der unrunden Scheibe auf den Schieber B entsprechend überzutragen, wird die Scheibe von einer elastischen Gabel FEG so umschlossen, wie die Abbildungen hinlänglich erkennen lassen. Der Drehpunkt der Gabel ist D, mit welchem letzteren wieder ein starrer Hebel CD und weiter ein Schubrahmen CA verbunden ist, welcher bei B den Dampfschieber trägt.

Fig. 348.



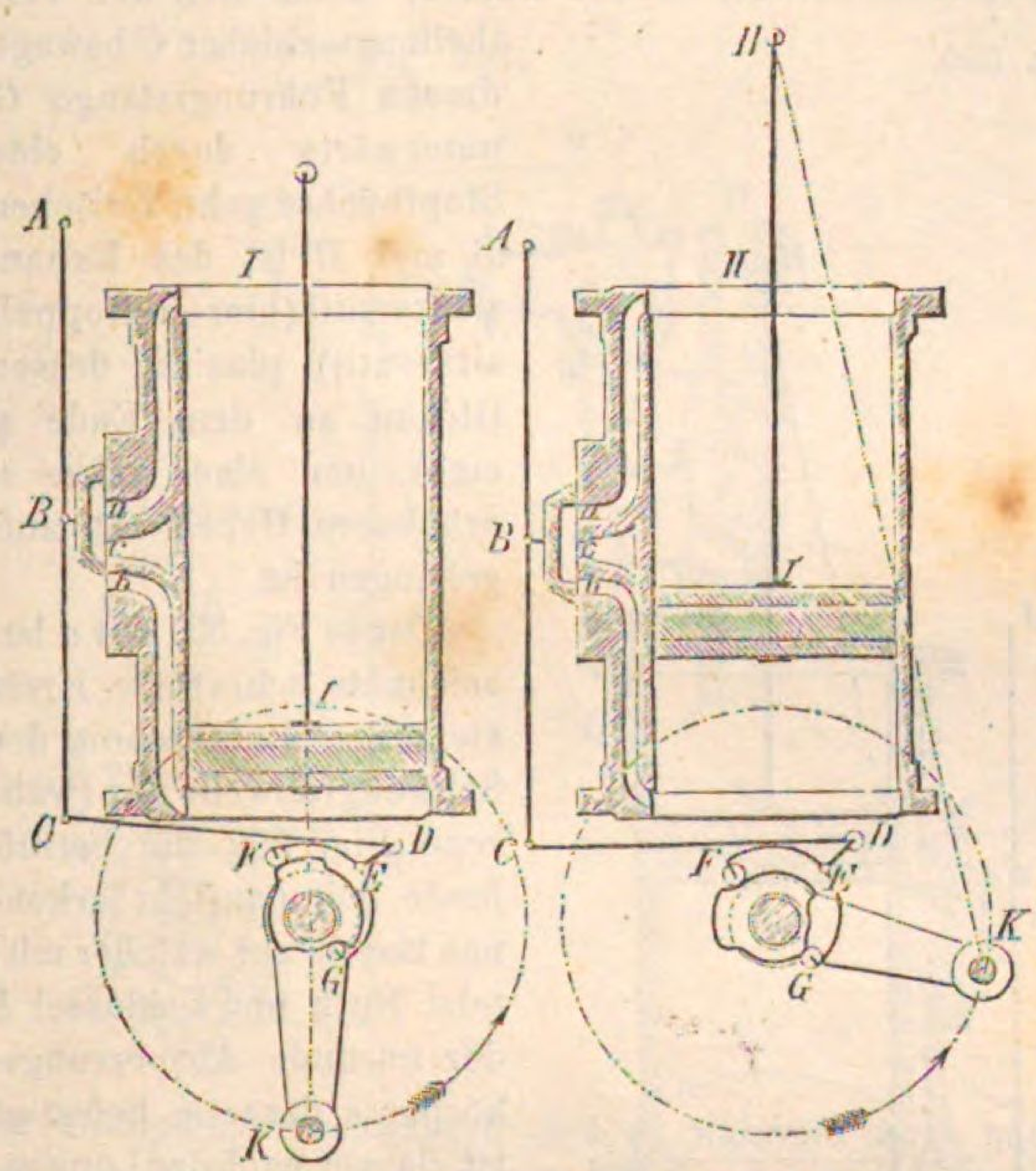
Bei der Stellung aller Theile, wie I (Fig. 349) erkennen lässt, hat der Schieber B seine höchste Stellung erreicht und ist dem Dampfe der Eintritt im unteren Canale b vollständig eröffnet, so dass der Kolben zum Aufgange gezwungen wird, sobald ihn das Beharrungsvermögen der Schwungradmasse über die vorher stattgefundene ungünstige Stellung der Kurbel K hinweggebracht hat.

In der Lage I beharrt der Schieber im Ruhezustande, und zwar so lange als das Frictionsröllchen F auf dem Bogen $\eta\delta$ gleitet. Tritt die Endstelle δ unter das Röllchen F, so rückt F um eine Einheit dem Wellmittel näher, wodurch aber auch der Schieber B zum Niedergange um den Weg einer Einheit veranlasst und überhaupt in die Stellung II (Fig. 349) gebracht wird, wo der Kolben den dritten Theil seines Weges aufwärts zurückgelegt hat. Dabei erkennt man leicht, dass der Eintritt des frischen Dampfes in den Canal b unterbrochen ist, während der Austritt des Dampfes (vom vorigen Spiele) über dem Kolben durch den Canal a nach der Abflussöffnung c ungehindert fortdauern kann.

In letzterer Stellung beharrt der Schieber B wieder so lange, bis γ unter F tritt, worauf eine fernere Näherung von F zum Wellmittel um zwei Einheiten erfolgt, um eben so viel Einheiten aber auch der Schieber B noch weiter niedergeht und die tiefste Stellung erreicht, welche in III (Fig. 350) gezeichnet ist. Hiernach tritt der frische Dampf durch den Canal a über den

Kolben und veranlasst diesen zum Niedergange, während der Dampf des vorigen Spieles ungehindert von b aus nach der Ausflussöffnung c entweichen kann.

Fig. 349.



Diese Stellung wird nicht früher verändert, als bis sich die unrunde Scheibe um den Weg von β bis α gedreht hat, worauf F gezwungen wird, sich wieder um eine Einheit mehr von der Welle zu entfernen, wodurch der Schieber B gleichfalls um eine Einheit steigt und sodann die Lage einnimmt, welche IV (Fig. 350) darstellt, wo der Dampfzufluss über den Kolben unterbrochen wird, der Austritt des gebrauchten Dampfes unter dem Kolben aber, im Canale b nach c hin, unverändert fortdauern kann. Das endlich der Schieber während der übrigens $^2/_3$ des aufwärts gerichteten Kolbenweges ruhig in letzterer Stellung verharrt, erhellt ebenfalls wieder aus der Betrachtung von Fig. 348, indem während dieser Zeit das Röllchen F fortwährend auf dem Bogen $\alpha\lambda$ gleitet, folglich dieselbe Entfernung vom Wellmittel behält.

Um mit Hülfe solcher unrunder Scheiben verschiedene Absperrungsgrade bewirken zu können, hat man nur nöthig, eine entsprechende Anzahl auf derselben Welle neben einander anzubringen, deren jede für die beabsichtigte Expansion gestaltet ist. Entweder verschiebt man dann das Berührungsröllchen F oder den ganzen aus den sämmtlichen Scheiben gebildeten unrunden Körper [1]).

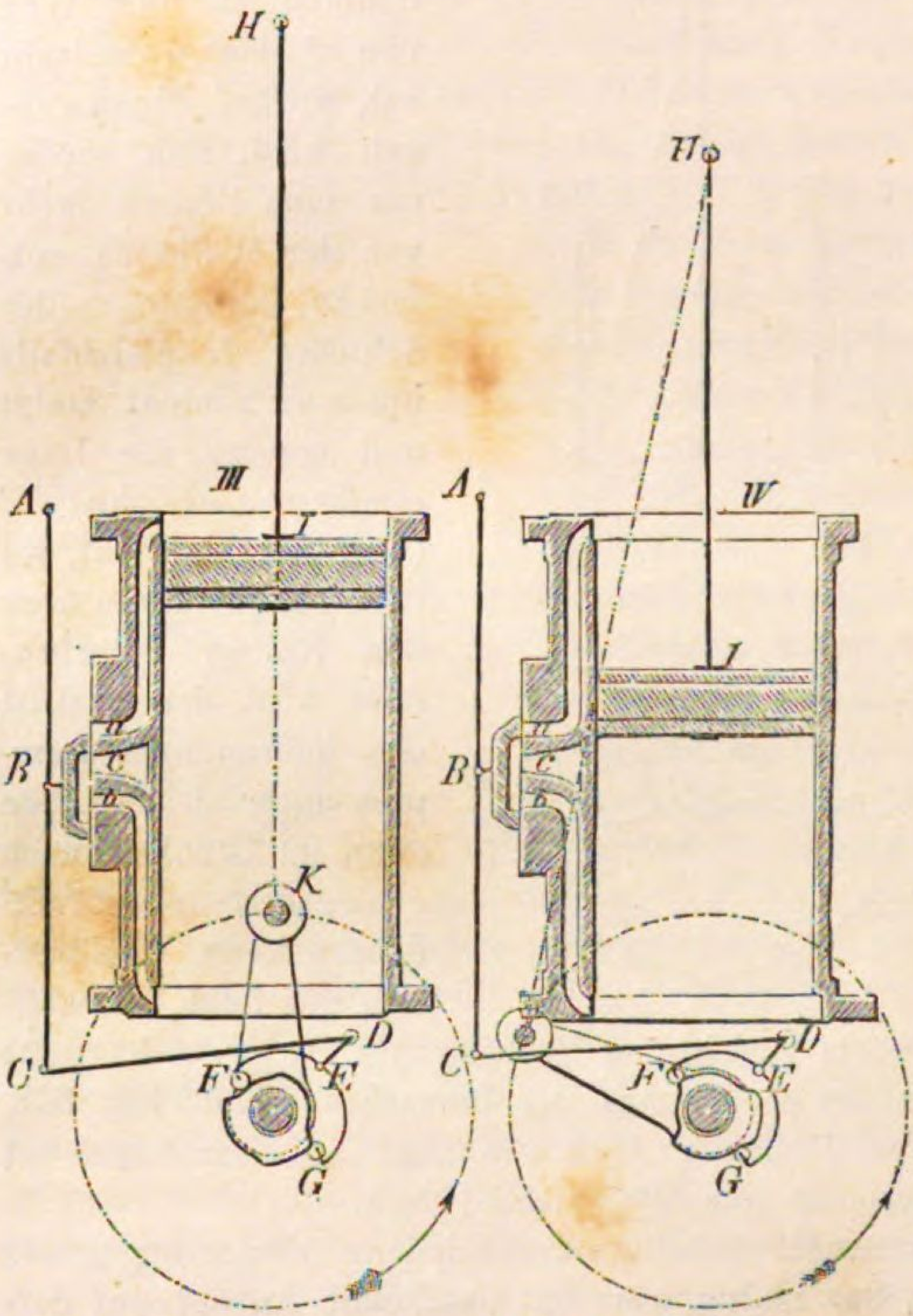
Eine Anordnung letzterer Art, jedoch mit dem bemerkenswerthen Unter-

1) In noch etwas anderer Weise ordnete schon 1834 der ältere Saulnier in Paris neben einander auf dieselbe Welle gebrachte unrunde Expansionsscheiben an, wobei immer nur diejenige auf der Welle festgekeilt wurde, mit deren Absperrung im besonderen Falle gearbeitet werden sollte, während die anderen lose auf der Welle verblieben. Die Reibungsröllchen F und G erhielten dann eine Breite, welche der Summe der Stärke der vorhandenen Scheiben entsprach. Specielles hierüber enthält ein lesenswerther Aufsatz: „Saulnier's Dampfmaschine mit veränderlicher Expansion“ in dem Polytechnischen Centralblatte, Jahrg. 1838, S. 472.

schiede, dass die Absperrung nicht durch den Vertheilungsschieber C, sondern durch ein besonders hierzu angebrachtes Ventil bewirkt wird, zeigen die Fig. 351 und 352.

Dabei ist A das Dampfeintrittsrohr, B der Kasten, worin sich der Vertheilungsschieber C bewegt, dessen Führungsstange G unterwärts durch eine Stopfbüchse geht. Zwischen A und B ist das Expansionsventil (hier ein Doppelsitzventil) placirt, dessen Glocke an dem Ende p eines um eine Achse n drehbaren Hebels mp aufgehangen ist.

Fig. 350.



Der in Fig. 351 mit a bezeichnete schraffirte Kreis stellt den Durchschnitt der Schwungradwelle dar (während Fig. 352 die betreffende Seitenansicht erkennen lässt), auf welcher mittelst Nuth und Schlüssel b der unrunde Absperrungskörper c derartig befestigt ist, dass er nach der Längenrichtung der Welle a verschoben werden kann, ohne die Drehung der letzten zu hindern. Zum Zwecke der gedachten Verschiebung ist eine Rückgabel def vorhanden, die sich um ee dreht, während die Arme oder Zinken d in eine entsprechende Nuth des Körpers c fassen.

Bei der Umdrehung von c mit der Welle a wirken in ähnlicher Weise, wie bei der ersten Anordnung beschrieben wurde, die verschiedenen Erhöhungen des Expansionskörpers gegen ein Röllchen g, welches am einarmigen Hebel hc sitzt, der vermöge einer Zugstange k mit dem bereits erwähnten Ventilhebel mp in Verbindung gebracht ist. Um hierbei den Hub des Ventils innerhalb gewisser Grenzen verändern zu können, ist bei l ein Schraubenstellrahmen eingeschaltet.

Bei der in Fig. 351 skizzirten Lage aller Theile tritt der Dampf, von A nach B fliessend, in den Canal D über den Dampfkolben, während der Dampf des vorigen Spieles, unter dem Kolben wegkommend, von E nach C strömt und von F aus in den Condensator oder in die atmosphärische Luft tritt.

Eine ähnliche Anordnung variabler Expansion (schon 1846 von Flachat

in Paris ausgeführt)[1]), und zwar bei einer grossen horizontalen Dampfmaschine, welche ausschliesslich mit Ventilsteuerung ausgestattet ist, zeigt die Fig. 353. Das Dampfeintrittsrohr ist hier mit *a*, dass Austrittsrohr mit *f* bezeichnet. Zwei Ventile (sogenannte Doppelsitzventile) *α* und *β* dienen zum Oeffnen und Schliessen

Fig. 351.

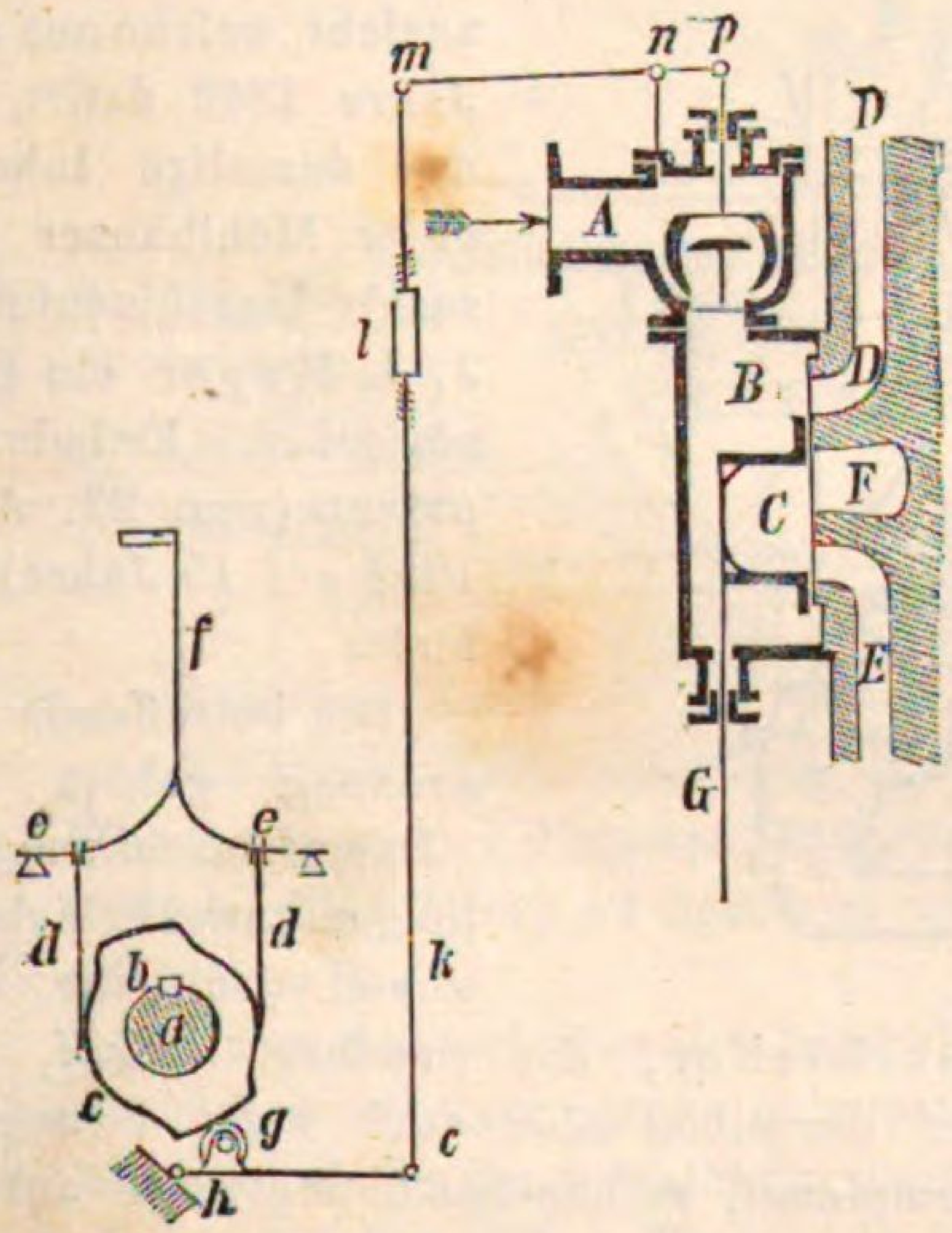
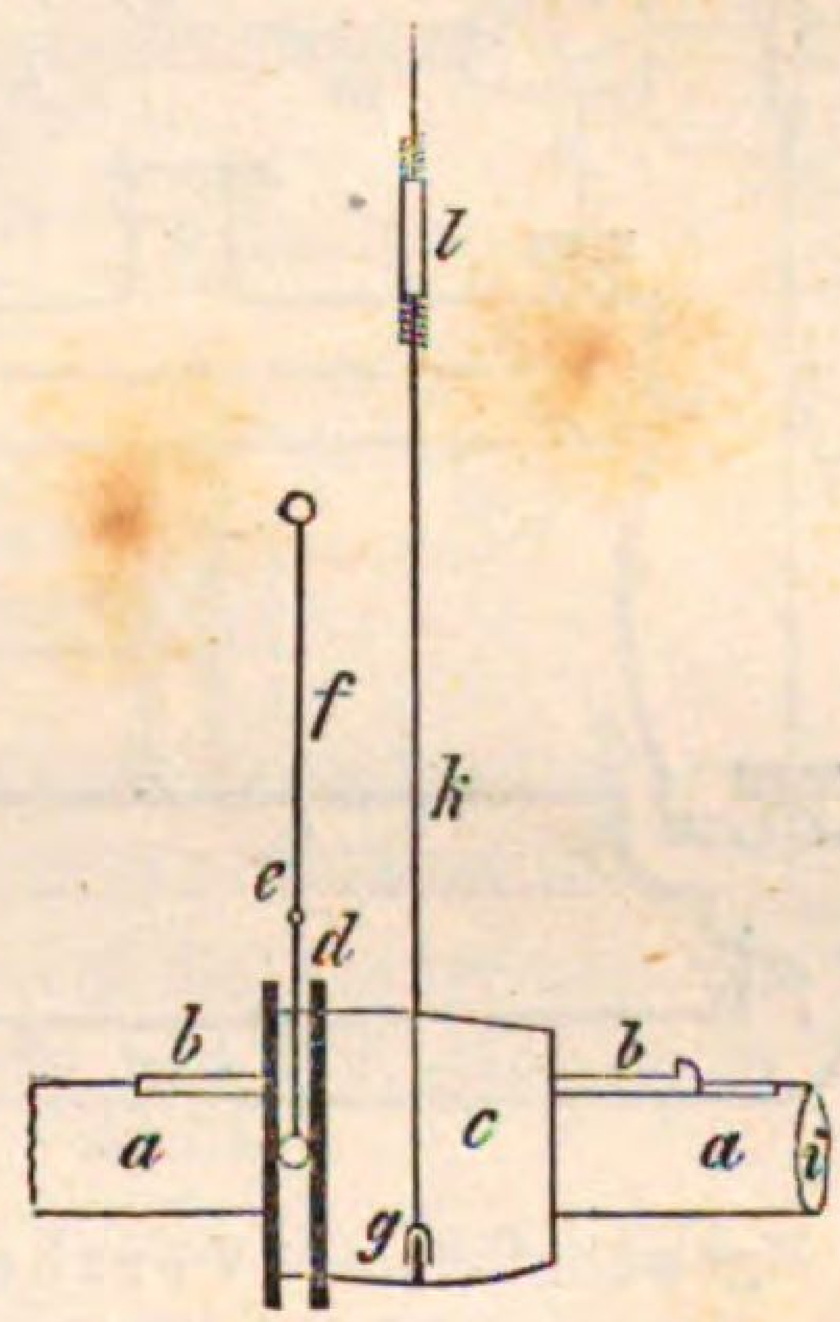


Fig. 352.



der Dampfeintrittscanäle *b* und *c*, während zwei andere Ventile *γ* und *δ* in gleicher Weise für die Austrittscanäle *d* und *e* bestimmt sind. Zur Bewegung der Ventile dient eine, durch Räderwerk (in der Skizze weggelassen) von der Schwungradwelle aus continuirlich in Umdrehung gesetzte, horizontalliegende Welle *m*, an welcher Excentriks *l* für die Auslassventile und wulstförmige Körper *i* (der bereits vorher beschriebenen Art) für die Eintrittsventile befestigt sind.

Mit den Umfängen der Steuerkörper *i* sind die Frictionsröllchen *k* in steter Berührung, welche am oberen Ende der Ventilstangen *ε* und *η* sitzen und deren Erhebungszeit und Grösse durch die correspondirende Dicke der wulstförmigen Vorsprünge auf *i* bestimmt wird. Um die Absperrung innerhalb gewisser Grenzen verändern zu können, sind die Steuerkörper *i* der Längenrichtung nach auf *m* verschiebbar gemacht (ohne dabei deren stete Umdrehung zu hindern), was mit der Hand durch Umdrehung einer Kurbel *t* bewirkt werden kann, indem an der Kurbelwelle eine endlose Schraube *s* sitzt, die in einen Zahnbogen *r* greift, auf dessen Achse ein Arm *p* sitzt, welcher die gedachte Bewegung auf eine beide Steuerkörper *i* verbindende Zugstange überträgt.

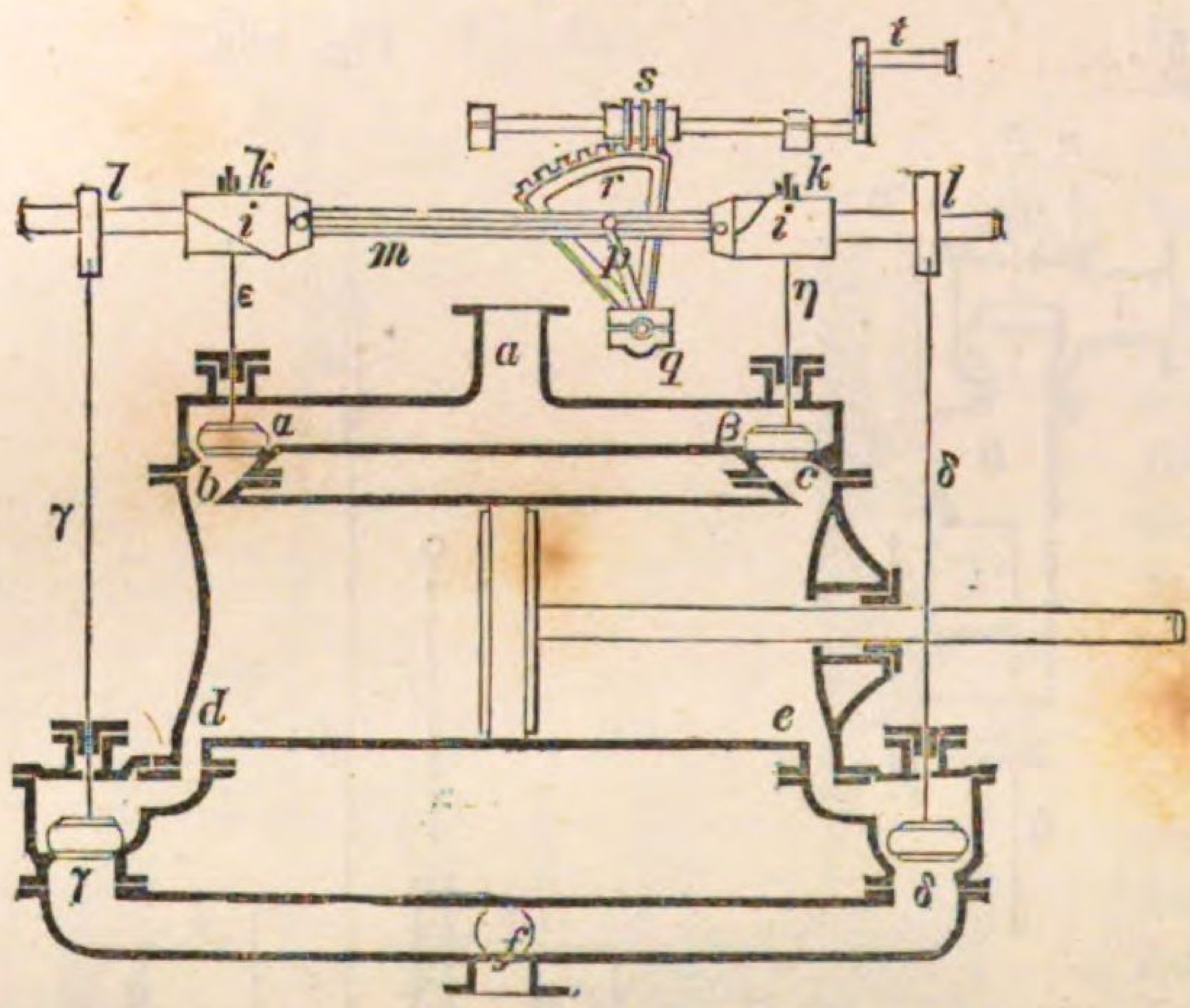
Bemerkt zu werden verdient vielleicht noch, dass sich die sogenannten Doppelsitzventile, die hier zur Steuerung benutzt sind, ohne Schwierigkeit so ausführen lassen, dass sie fast ganz entlastet sind, d. h. der Dampf sie nur

1) Jullien, Traité des machines à vapeur, 2e Sect., P. 220, Pl. 22.

mit einem solchen Drucke gegen ihre Sitze treibt, wie es die nothwendige Dichtung erfordert[1]).

Eine der vollkommensten Constructionen zur Herbeiführung von Expansionsgraden aller nur denkbaren Grössen zeigt Fig. 354 in der Längenansicht, welche aus dem Jahre 1842 datirt, wo der damalige Inhaber einer Mühlhäuser (Elsass) Maschinenfabrik J. J. Meyer ein französisches Erfindungspatent (vom 23. April 1842 auf 15 Jahre) erhielt.

Fig. 353.



Die betreffende Anordnung gehört zur Dampfmaschinengattung mit zwei Schiebern, wovon der eine *efd* den gewöhnlichen Vertheilungsschieber, der andere ikk_1i_1 den Expansionsschieber bildet, jeder derselben aber auch seine Bewegung von einem besonderen Excentricum empfängt, welche beziehungsweise auf die Schieberstangen *h* und *l* wirken.

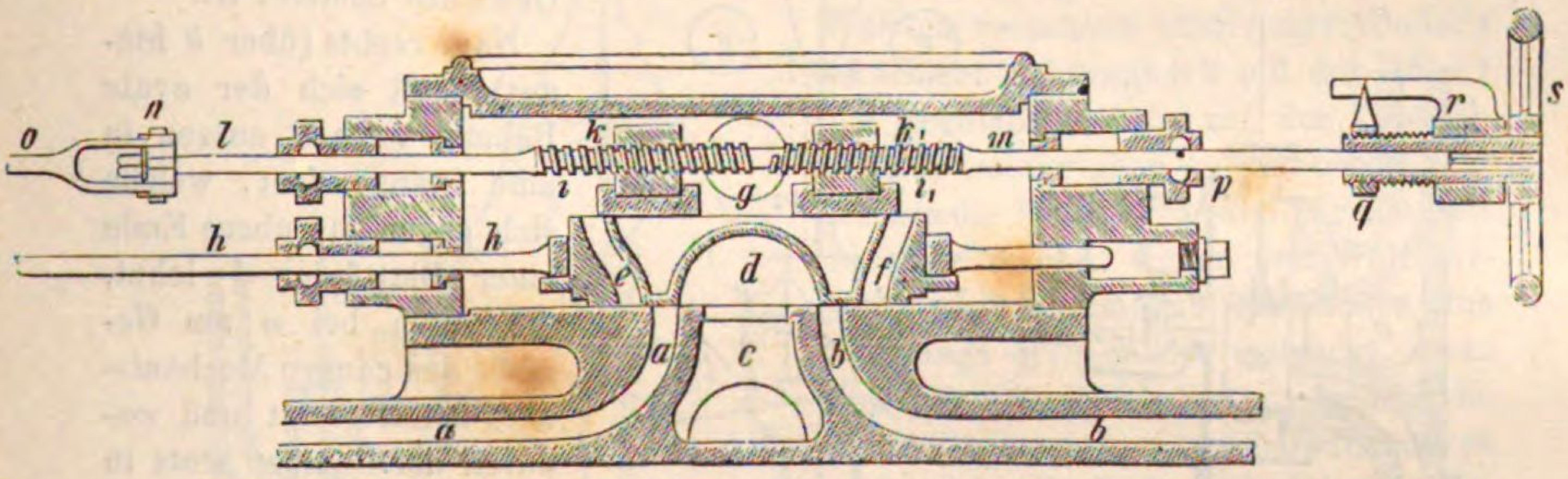
Der Expansionsschieber besteht aus zwei Platten *i* und i_1, die unterwärts an zwei getrennten Muttern befestigt sind, deren Schrauben kk_1 an der verlängerten Schieberstange *lp* sitzen. Dabei ist jedoch die eine der Schrauben rechts-, die andere linksgängig, so dass sich durch Umdrehung von *lp* beide Muttern entweder gleichzeitig von einander entfernen oder sich einander nähern, wodurch es eben möglich wird, jeden beliebigen Grad von Expansion zu erreichen. In unserer Abbildung ist der Vertheilungsschieber *edf* in seiner mittleren Stellung gezeichnet, dagegen der Expansionsschieber bereits beinahe zur Hälfte aus seiner Mitte geschoben. Der frische, in der mit *g* bezeichneten Kreisöffnung eintretende Dampf muss unter allen Umständen die Canäle *e* und *f* des Vertheilungsschiebers passiren, bevor er in die Dampfcanäle *a* oder *b* des Cylinders treten kann. Will man ohne erhebliche Expansion, d. h. mit der arbeiten, welche, wie bereits oben erörtert, durch die Ueberlappung hervorgebracht wird, so dreht man die Steuerstange *lmp* so um, dass die Schraubenmuttern endlich in der Mitte ganz zusammentreffen. Die Drehung der Stange *lmp* geschieht vermittelst eines Handrades *s*, wobei sich

1) Weisbach's Ingenieur-Mechanik, 4. Aufl., Bd. 2, S. 995, und Bd. 3, 2. Abtheil., S. 865.

Vom constructiven Standpunkte vortrefflich behandelt sind diese Doppelsitzventile von Reuleaux in seinem Werke: Der Constructeur, dritte Auflage, 1869, S. 590.

übrigens mit Zuziehung einer Scala am Arme *r* und eines Zeigers *q* die Grösse der dadurch vorgeschriebenen Expansion ohne Weiteres ablesen lässt. Uebrigens ist am Ende *l* die Verbindung bei *n* mit einem Gelenke *o* so getroffen, dass letzteres nur an der hin- und hergehenden Bewegung der Steuerstange *lmp* beim Arbeiten der Maschine, nicht aber an deren Drehung Theil nimmt, wenn man die Expansion während des Ganges verändern will[1]).

Fig. 354.



Eine noch andere Expansionsanordnung, wobei die Absperrung vom Centrifugalpendel (Regulator) *vt* bestimmt wird, wurde von J. J. Meyer im Jahre 1843 angegeben[2]).

Der Expansionsschieber ist hierbei wieder durch ein Ventil *f* (Fig. 355) ersetzt, welches an einer Stange *g* befestigt ist, die gehörig verschiebbar durch eine Stopfbüchse des Dampfzuführkastens geht und nach aussen hin bei *h* mit einem Rahmen oder ovalen Ringe *i* in Verbindung gebracht ist, den man am besten aus der Grundrissfigur 356 erkennt. In diesen Rahmen hinein passt der Steuerkörper *r*, dessen Mantel mit den unrunden Scheiben (Erhöhungen, Wulsten etc.) ausgestattet ist, welche die verschiedenen Absperrungsgrade nöthig machen. Mittelst Stangen *m* ist der Wulstkörper *r* an der Hülse *t* des Regulators *v* so aufgehangen, dass er mit dem Auseinandergehen der Kugeln *v* und dem Aufwärtssteigen der Hülse *t* zum Erheben, dagegen beim Zusammengehen der Kugeln *v*

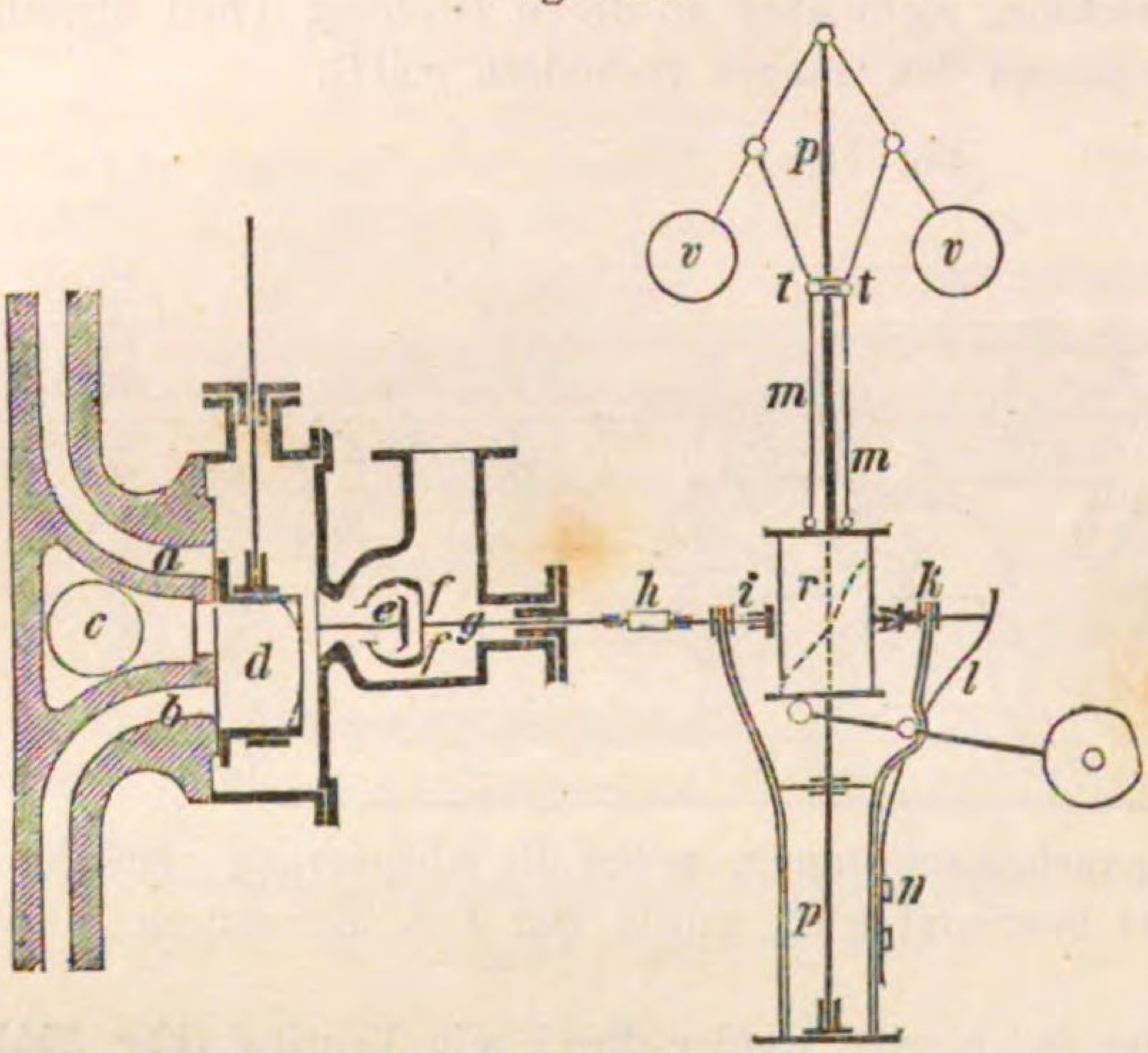
1) Das Constructive dieser sinnreichen Expansionsanordnung, sowie die betreffenden Stellungen aller Theile bei einer bestimmten Absperrung hier etwas vollständig zu erörtern, gestattet der Raum nicht, weshalb auf folgende Quellen verwiesen werden muss: Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 101, 1846, S. 252. — Ann. des ponts et chaussées, 3, 1844, P. 13. Eine vortreffliche, von Combes geschriebene Abhandlung. — Bulletin d'encouragement, 48e Année, 1849, P. 246, Pl. 1102. — Schöne Abbildungen liefert Armengaud in seinem Werke: Traité des moteurs à vapeur, Pl. 12, P. 417. — Elementar aber höchst verständlich behandelt Professor Böttcher in seiner Bearbeitung der Bernouilli'schen Dampfmaschinenlehre, S. 275 ff. die Meyer'sche Schiebersteuerung mit variabler Expansion, sowie für Constructeure Zeuner in der vierten Auflage seiner Schiebersteuerungen, S. 230.

2) Bulletin de Mulhouse, Tom. 17, 1843, P. 332.

Hirn's Veränderung, wodurch die Verstellung des Expansionsgrades, vom Regulator unabhängig, während des Ganges durch die Hand ausgeführt werden kann, findet sich in demselben Bulletin, Tom. 27, 1856, P. 306.

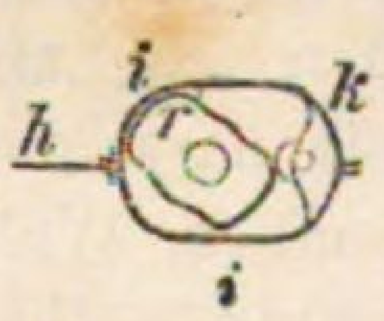
zum Sinken veranlasst wird, wobei übrigens die anderweit in Umdrehung gesetzte Welle *p* sowohl der Regulatorhülse *t*, als dem Wulstkörper *r* zur Führung dient. Um die Arbeit des Aufziehens des letzteren Körpers zu erleichtern, wirkt gegen seine untere Fläche das eine Ende eines doppelarmigen Hebels, dessen anderes Ende mit einem Gewichte belastet ist.

Fig. 355.



Nach rechts (über *k* hinaus) setzt sich der ovale Rahmen *i* nach aussen in eine Stange fort, welche sich gegen das obere Ende einer Blattfeder *l* lehnt, die unten bei *n* am Gestelle des ganzen Mechanismus befestigt ist und wodurch der Rahmen stets in der Richtung von rechts nach links einen Druck erfährt, also das Ventil *f* fortwährend gegen seine Sitzfläche *e* drückt, d. h. das Ventil schliesst. Zum Oeffnen des Ventils *f* (welchen Zustand untere Skizze darstellt), wenn folglich der frische Dampf in den Kasten des Vertheilungsschiebers *d* treten soll, ist mithin ein Verschieben der Stange *gh* und mit ihr des ovalen Rahmens *i* nach rechts erforderlich. Wie dies geschieht, erhellt (mit Berücksichtigung des bereits Angeführten) am besten aus der Grundrissfigur 356, wo der Steuerungskörper *r* im Horizontaldurchschnitte sichtbar ist und wo er eben angefangen hat mit seiner Wulst gegen ein Frictionsröllchen zu drücken, welches bei *k* am Steuerrahmen *i* befestigt ist, wodurch also der nach links gerichtete Druck der Feder *l* überwunden und der Rahmen *i* mit der Stange *gh* und mit dem Ventile nach rechts gezogen wird. Dieses Spiel erfolgt bei jeder ganzen Umdrehung der Regulatorwelle zwei Mal, d. h. zwei Mal wird dem frischen Dampfe der Eintritt gestattet, während der Dampfkolben ein Doppelspiel macht. Um dies vollständig einzusehen, braucht nur bemerkt zu werden, dass die stehende Welle *p*, an deren Umdrehung der Steuerkörper *r* unmittelbar Theil nehmen muss, ihre Drehung direct von der Schwungradwelle der Maschine und zwar derartig empfängt, dass *p* (wie das Schwungrad) einen Umlauf verrichtet, während der Dampfkolben ein Mal auf- und ein Mal abwärts geht.

Fig. 356.



Einen noch vortheilhafteren Expansionsregulator, von R. R. Werner[1]) in Berlin angegeben, zeigen die Abbildungen (Fig. 357, 358 und 359), bei welchem vermieden ist, dass der im Schieberkasten enthaltene Dampf an der Expansion Theil nimmt, auch überdies das Absperrventil viel weniger Widerstände zu überwinden hat und daher eine Expansionsveränderung durch den

1) Wiebe, Skizzenbuch für den Ingenieur u. Maschinenbauer, Heft 4, Bl. 4.

Regulator sehr leicht und ohne besondere Mechanismen präcis bewirkt werden kann.

Hierbei ist *g* das Expansionsventil (Fig. 359 im Grundrisse skizzirt) (Fig. 358 Schnitt nach *gg* von Fig. 357), dessen Sitz sich auf der Rückseite des Vertheilungsschiebers *e* befindet. Die Vertiefung *d* in letzterem Schieber vermittelt die Communication zwischen den Dampfcanälen *a*, *b* und der Dampfaustrittsöffnung *c*. Der mit bekannten Wulsten versehene Steuerungscylinder *s* verschiebt sich zugleich mit der Hülse *t* des Regulators *vxy* auf der Verticalwelle *z*, welche eben so viel Umdrehungen wie die Schwungradwelle der Dampfmaschine macht. Gegen den Wulstkörper *s* wird durch eine Spiralfeder eine Zugstange *q* (Fig. 359) gedrückt, deren äusserstes Ende wieder mit einer Frictionsrolle *r* ausgestattet ist. Hierdurch wird bei der Umdrehung des Steuercylinders *s* der doppelarmige Hebel *lmn* um *m* als Drehpunkt zu einer hin- und hergehenden Bewegung veranlasst, die sich auf das Expansionsventil *g* überträgt und wodurch dessen Oeffnen und Schliessen bewirkt wird. Zu beachten ist dabei wohl, dass die Drehachse *m* in das Innere des Schieberkastens *p* so fortgesetzt ist, dass sie dort als eine stehende Welle (Fig. 357) erscheint, von welcher ein Arm *ml* (Fig. 359) ausgeht, mit dessen Verticalbolzen *l* das Ventil *g* durch eine Hülse derartig verbunden ist, dass solches den Bewegungen des Schiebers *e* frei folgen kann, ohne seine Verbindung mit dem Arme *ml* zu verlieren. Uebrigens ist das Expansionsventil *g* wiederum ein sogenanntes Doppelsitz- oder Glockenventil von der Anordnung, dass es vom Dampfdrucke im Schieberkasten vollkommen entlastet ist.

Fig. 357.

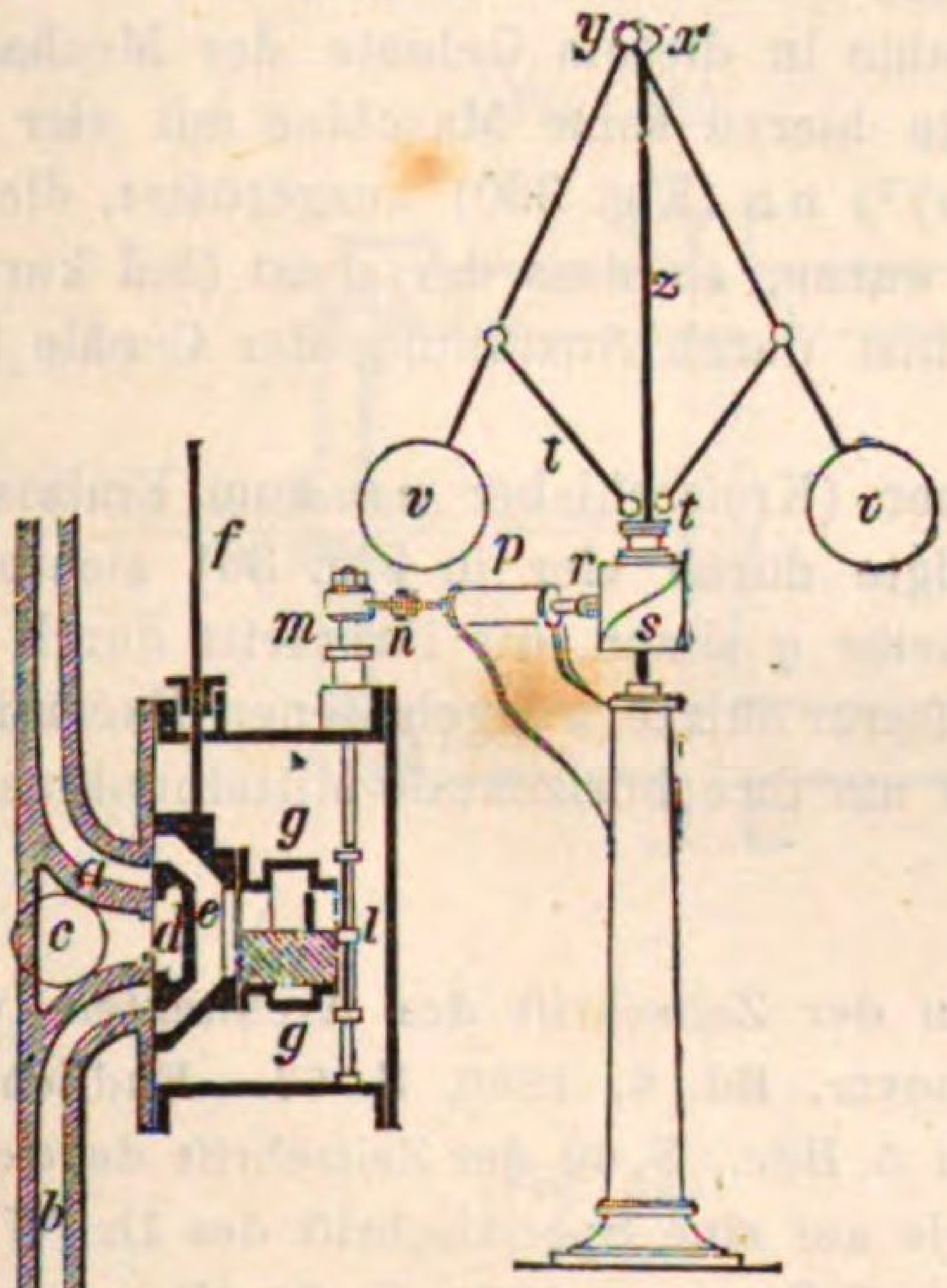
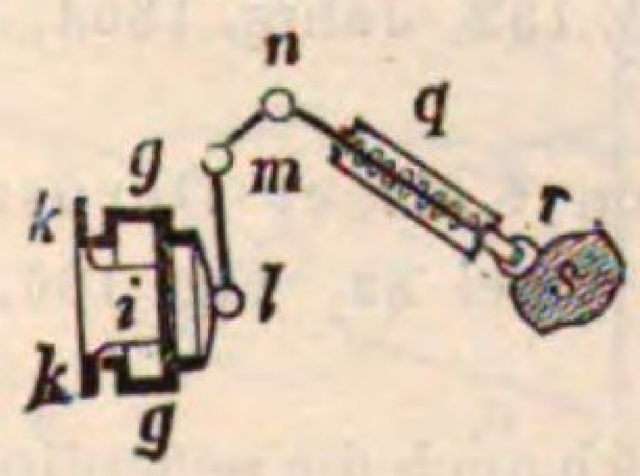


Fig. 358.



Fig. 359.



Beim tiefsten Stande des Steuerungscylinders *s* und der Kugeln *v* wird das Expansionsventil während des ganzen Kolbenhubes geöffnet gehalten, d. h. es wird mit ganzer Füllung des Dampfcylinders gearbeitet, wogegen beim höchsten Stande der Kugeln die Arbeit mit der kleinsten zulässigen Füllung, also mit dem geringsten Dampfverbrauche verrichtet wird [1]).

1) Wegen der eigenthümlichen Aufhängung der Schwungkugelarme bei *x* und *y* (links und rechts von der Drehachse *z*) sehe man Kley's lesenswerthen Aufsatz: „Verbesserung des Watt'schen Kugelregulators" im 4. Bde. des Civil-Ingenieurs, 1858, S. 197, und als Ergänzung desselben Grahn's Artikel: „Ueber

Nicht geringes Aufsehen machte zuerst um das Jahr 1860 herum die eigenthümliche Expansionssteuerung des Maschinenfabrikanten Corliss in Providence (Nordamerika), wobei der Absperrungsapparat ebenfalls mit dem Centrifugalpendel als Regulator in Verbindung gebracht war, der jedoch hinsichtlich sicherer und plötzlicher Wirkung, ferner in Bezug auf Zulässigkeit starker Expansionsgrade ohne zu nachtheilige Canalverengungen und Reduction der sogenannten schädlichen Räume auf ein Minimum — Alles hinter sich zu lassen schien, was bis dahin in diesem Gebiete der Mechanik bekannt geworden war[1]). Corliss hatte hierzu seine Maschine mit vier sogenannten Drehschiebern (Kreisschiebern)[2]) *no* (Fig. 360) ausgerüstet, die in grösster Nähe des Cylinders angebracht waren, so dass der sonst (bei kurzen Muschelschiebern) eintretende Dampfverlust durch Ausfüllung der Canäle fast ganz wegfiel.

Die Bewegung der vier Drehschieber (Kreisschieber *nn* zum Einlassen, *oo* zum Ausströmen des Dampfes) erfolgte durch vier in Fig. 361 sichtbare Zugstangen *pp*, welche an derselben Scheibe *q* sitzen, die ihrerseits durch die Schubstange *g* eines gewöhnlichen (in unserer Skizze weggelassenen Excentriks in hin- und hergehende Drehbewegungen um ihre horizontale Mittelpunktachse versetzt wurden.

Kugelregulatoren bei Dampfmaschinen" in der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieurvereins für das Königreich Hannover, Bd. 6, 1860, S. 63. Endlich ist noch auf einen Artikel von J. Lüders im 5. Bde., S. 60 der Zeitschrift deutscher Ingenieure: „Ueber die Regulatoren," sowie auf eine Specialschrift des Dr. Wüst „Theorie der Centrifugalregulatoren," Stuttgart 1871, S. 30 (Regulatoren mit gekreuzten Armen) zu verweisen.

1) Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 132, Jahrg. 1854, S. 321, und ebendaselbst, Bd. 159, Jahrg. 1861, S. 321.

2) Abbildung eines Kreisschiebers von Cail et Derosne findet sich im Artikel: „Dampfmaschine", Bd. 2, S. 403, Tafel 52, Fig. 106, der Supplemente zu Prechtl's Technologie.

Zur Gattung der Kreisschieber lassen sich auch die neuerdings wieder beliebten cylindrischen, entlasteten Drehhähne zählen. Eine Abbildung des Wilson'schen Hahnes findet sich u. a. bei Prechtl (Supplemente, Bd. 3, S. 442), Taf. 89. (Aus dem Practical mechanic's Journal vom April 1854 und vom März 1855 entlehnt.) Der Entlastungshahn von Vaissen-Regnier ist beschrieben und abgebildet im Organ für Eisenbahnwesen, Jahrg. 1858, Bd. 13, S. 235. Die Zeichnung einer schönen horizontalen Dampfmaschine mit Wilson's Dampfvertheilungshahn von Schwartzkopf in Berlin enthält Heft 13, 1860, Wiebe's Skizzenbuch etc. Dieser Hahn gestattet nicht nur die Umsteuerung (Vor- und Rückwärtsgang) der Maschine, sondern auch eine variable Expansion. Ferner ist noch auf einen beachtenswerthen Artikel vom Ingenieur Chelius in Hörde aufmerksam zu machen, der unter der Aufschrift: „Hahnsteuerung für beliebige Expansionsgrade, mit gänzlicher Aufhebung des einseitigen Dampfdruckes" im 158. Bande des Dingler'schen Polytechn. Journales, Jahrg. 1860, S. 87 enthalten ist. Endlich ist noch auf den sehr gut abgefassten Abschnitt „Kreisschieber" in Prof. Böttcher's Bearbeitung der Bernoulli'schen Dampfmaschinenlehre (Stuttgart 1865), S. 291 zu verweisen.

Bemerkt werden muss jetzt vor Allem, dass die Hauptabsicht der ganzen Anordnung dahin ging, die Dampfwege in und aus dem Cylinder nicht allmälig zu öffnen und zu schliessen, wie dies der Fall ist, wenn die Steuerung durch direct wirkende Kreisexcentriks oder durch Körper mit verschiedenen

Fig. 360.

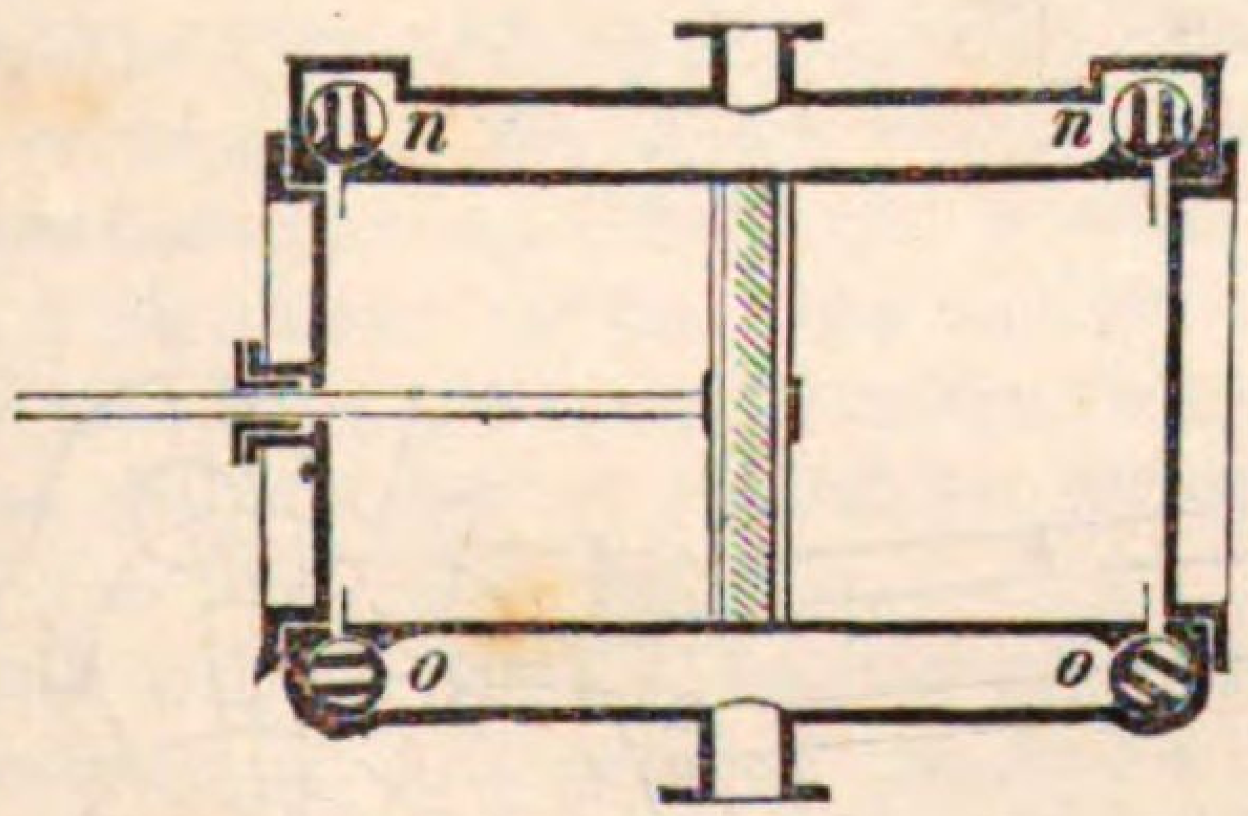
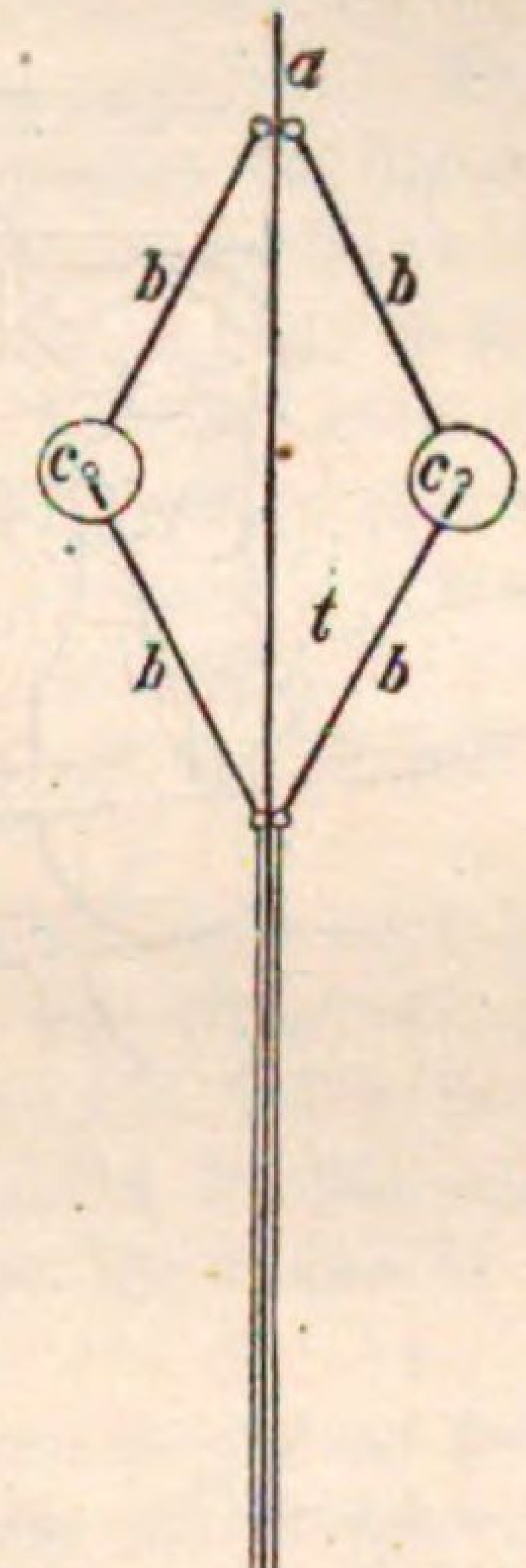
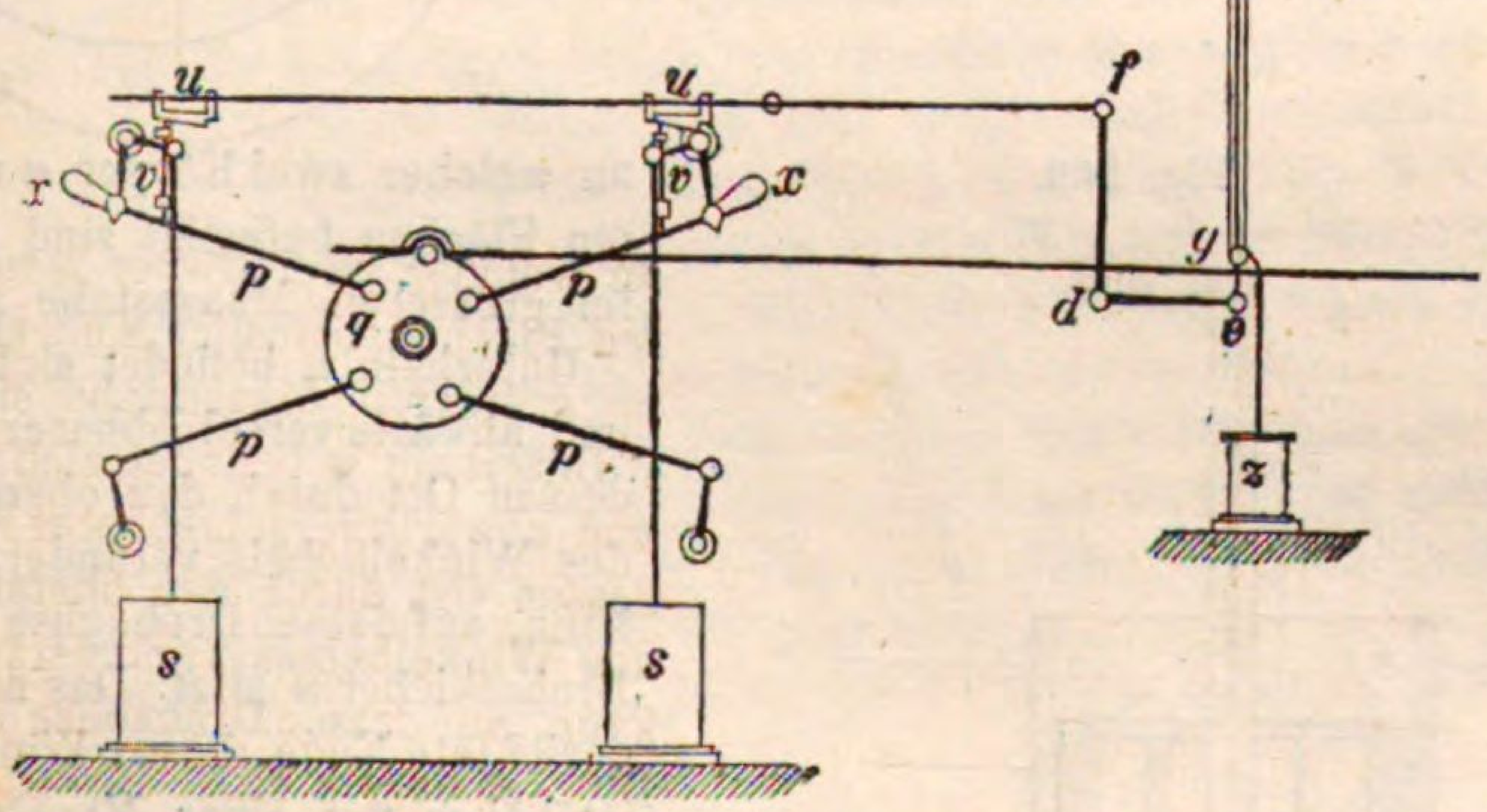


Fig. 361.

wulstförmigen Erhöhungen auf ihrem Mantel erfolgt, sondern dies Oeffnen und Schliessen möglichst momentan geschehen zu lassen.

Corliss erreichte dies bei seinen ersten Maschinen durch plötzliches Auslösen der Zugstangen *p* von den Winkelhebeln (über *v* Fig. 361 und links von *v* in Fig. 362 sichtbar), an deren Drehachsen die Ein- und Auslassschieber *no* sitzen. Lässt nämlich die betreffende Stange *p* den zugehörigen Hebel des zu drehenden Schiebers los, so tritt sofort ein Gewicht *r* (Fig. 363) in Wirksamkeit, dessen Niedersinken die erforderliche Drehung erzeugt. Um die Schnelligkeit des Fallens dieses Gewichtes entsprechend reguliren zu können, bewegt es sich gehörig dicht in einem feststehenden Cylinder *s* (Fig. 361), der von unten durch ein Ventil *k* mit atmosphärischer Luft gespeist wird.

Die Auslösung der Zugstangen *pp* wird vom Regulator *abc* bestimmt.

Indem nämlich die Bewegung der Kugeln *c* das zugehörige Gestängewerk *bg* aufzieht oder niederschiebt, bewegt es, unter Einschaltung eines um *d* drehbaren Winkelhebels *edf*, eine von *f* ausgehende Horizontalstange hin und her,

Fig. 362.

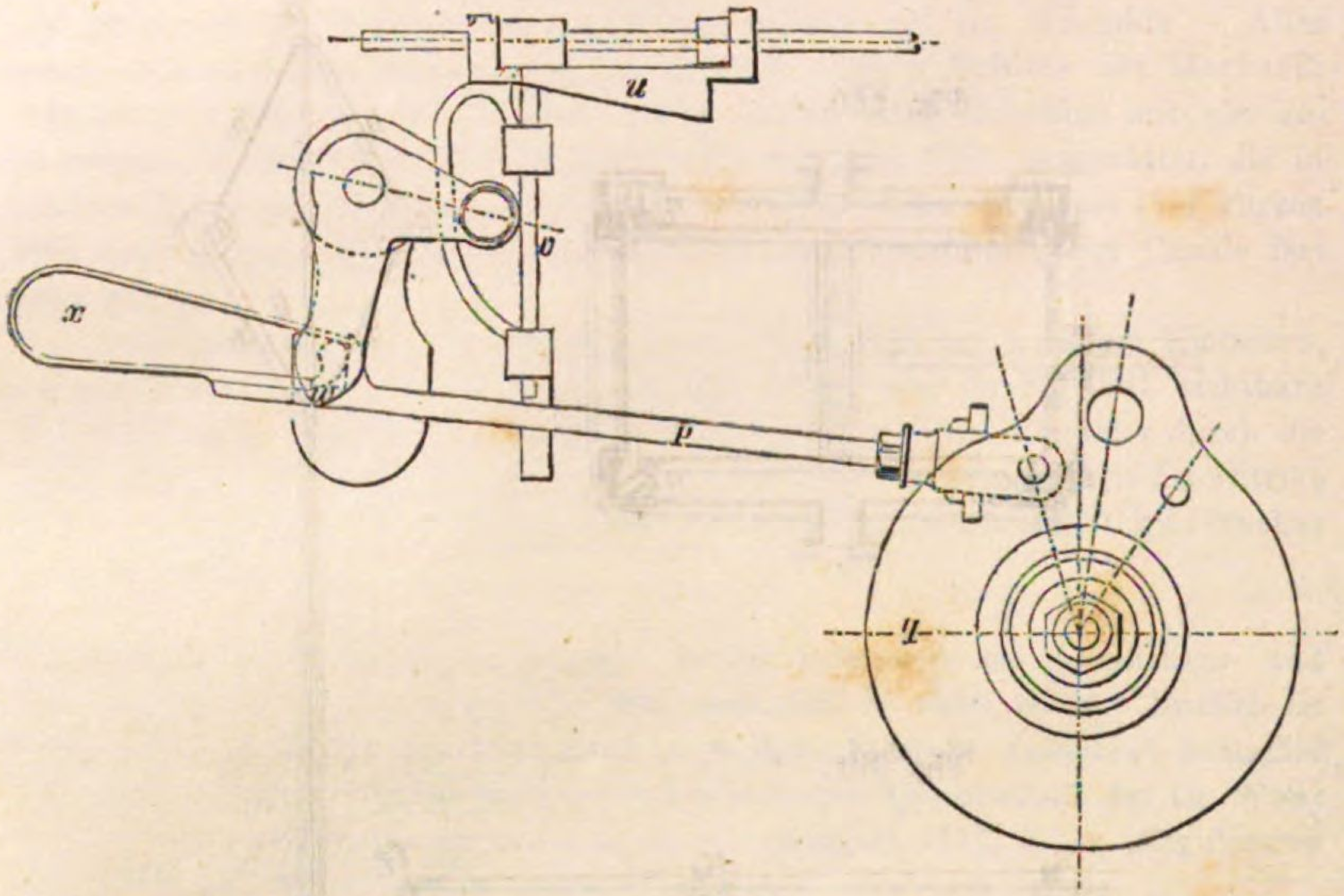
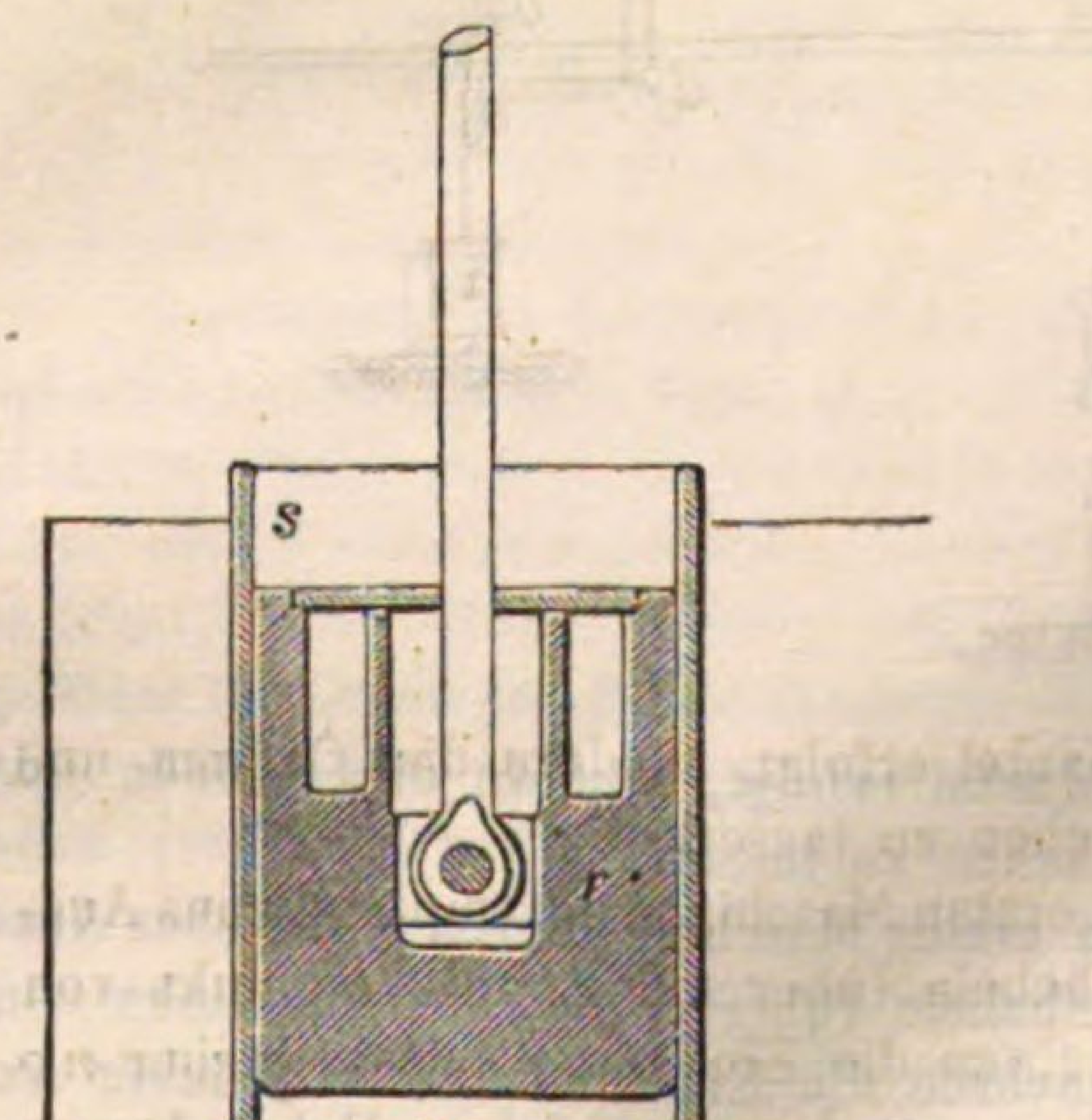


Fig. 363.



an welcher zwei Körper *u* mit schiefen Flächen befestigt sind (Fig. 362 im grösseren Maassstabe sichtbar).

Unterhalb *u* befindet sich ein auf- und abwärts verschiebbarer Riegel *v*, dessen Ort durch den obersten Arm des Winkelhebels verändert werden kann, auf dessen Drehachse einer der Drehschieber *n* sitzt. Das nach unten gerichtete Ende dieses Winkelhebels ist bei *w* mit einer Nase versehen, gegen welche eine Feder *x* wirkt, die am Ende der betreffenden Zugstange *p* sitzt und wodurch überhaupt eine lösbare Kuppelung zwischen *w* und *p* hervorgebracht wird. (Man sehe besonders Fig. 362.)

Indem nun die Zugstange *p* ihre Bewegung auf den Winkelhebel der Dampfeinlassventile überträgt, schiebt dieser den Riegel *v* aufwärts, während sich gleichzeitig, durch den Regulator *abc* veranlasst, die zu *v* correspondirende schiefe Fläche *u* derartig nach der Seite verstellt, dass ein Anstossen des Riegels *v* an *u* stattfindet, was ein Ausrücken der Verbindung bei *w* zur unmittelbaren Folge hat.

Damit der Stoss zwischen *u* und *v* durch das Moment des Regulators so wenig als möglich vergrössert wird, hat man dem Regulator eine beständig widerstehende Arbeit aufgebürdet, indem man nämlich an seinem nach unten fortgesetzten verticalen Gestänge einen Kolben angebracht hat, der (ohne Dichtung) in einen mit Wasser gefüllten Cylinder *z* taucht.

Auf der Londoner Weltausstellung von 1862[1]) wurde die Corliss-Maschine zuerst von den beiden deutschen Maschinenfabriken producirt: Magdeburg-Hamburger-Dampfschifffahrt-Gesellschaft und Wilhelmshütte bei Sprottau. Im Jahre 1865 änderte der Engländer Spencer in Newcastle upon Tyne die ursprüngliche Corliss-Steuerung dadurch etwas ab, dass er die Gewichte mit Federn vertauschte. Mit diesen Veränderungen und mit nur noch mehr ausgebildeten Constructions-Details tritt dieselbe Maschine nachher als Patent von Inglis & Spencer auf und wird namentlich zu Hunderten von Exemplaren von der rühmlichst bekannten Maschinenfabrik Hick, Hargreaves & Comp. in Bolton (bei Manchester) ausgeführt, verbreitet und auf der Pariser Weltausstellung von 1867 producirt[2]).

Auch auf der Wiener Ausstellung von 1873 erschienen noch zwei Corliss-Maschinen in fast getreuer englischer Copie, die eine von Escher, Wyss & Comp. in Zürich[3]), die andere von Socin & Wick in Basel[4]). Ueber mehrere von Corliss später selbst angebrachte Modificationen (die sogenannte neue Corliss-Steuerung), die gleichfalls in Wien (1873) vertreten waren, berichten die unten notirten Quellen[5]).

Zu den allerneuesten Verbesserungen der Corliss-Steuerung gehört aber der völlig getrennte Antrieb der Drehschieber (die vollkommene Trennung der Einlass- von der Auslasssteuerung), was allerdings von Inglis & Spencer und von Wood (Dingler's Journal, Bd. 211, S. 161) schon versucht, jedoch erst von Bède & Farcot (Gesellschaft Houget & Teston) in Verviers, in grösster Vollkommenheit ausgebildet und in einer 50pferdigen Dampfmaschine (von 0,450 Meter Cylinderdurchmesser und 1,0 Meter Kolbenhub) auf der Wiener Weltausstellung von 1873 zuerst allgemein bekannt wurde[6]).

Nachstehende Fig. 364 lässt das Wesentlichste dieser Maschine (für unsere Zwecke) erkennen, wobei bemerkt werden mag, dass wir für ein specielleres Studium der Construction, insbesondere die unten, Note 6 citirten Quellen (namentlich den Ziebarth'schen Aufsatz) empfehlen.

Die Bewegung der Steuerung erfolgt auch hier durch die mit *a* bezeich-

1) Deutscher amtlicher Bericht, Heft XVII, Classe 8, S. 501.

2) Oesterreichischer officieller Bericht, Heft IV, S. 11.

3) Radinger, Oesterreichischer officieller Bericht, Heft 83, S. 96. „Die Motoren."

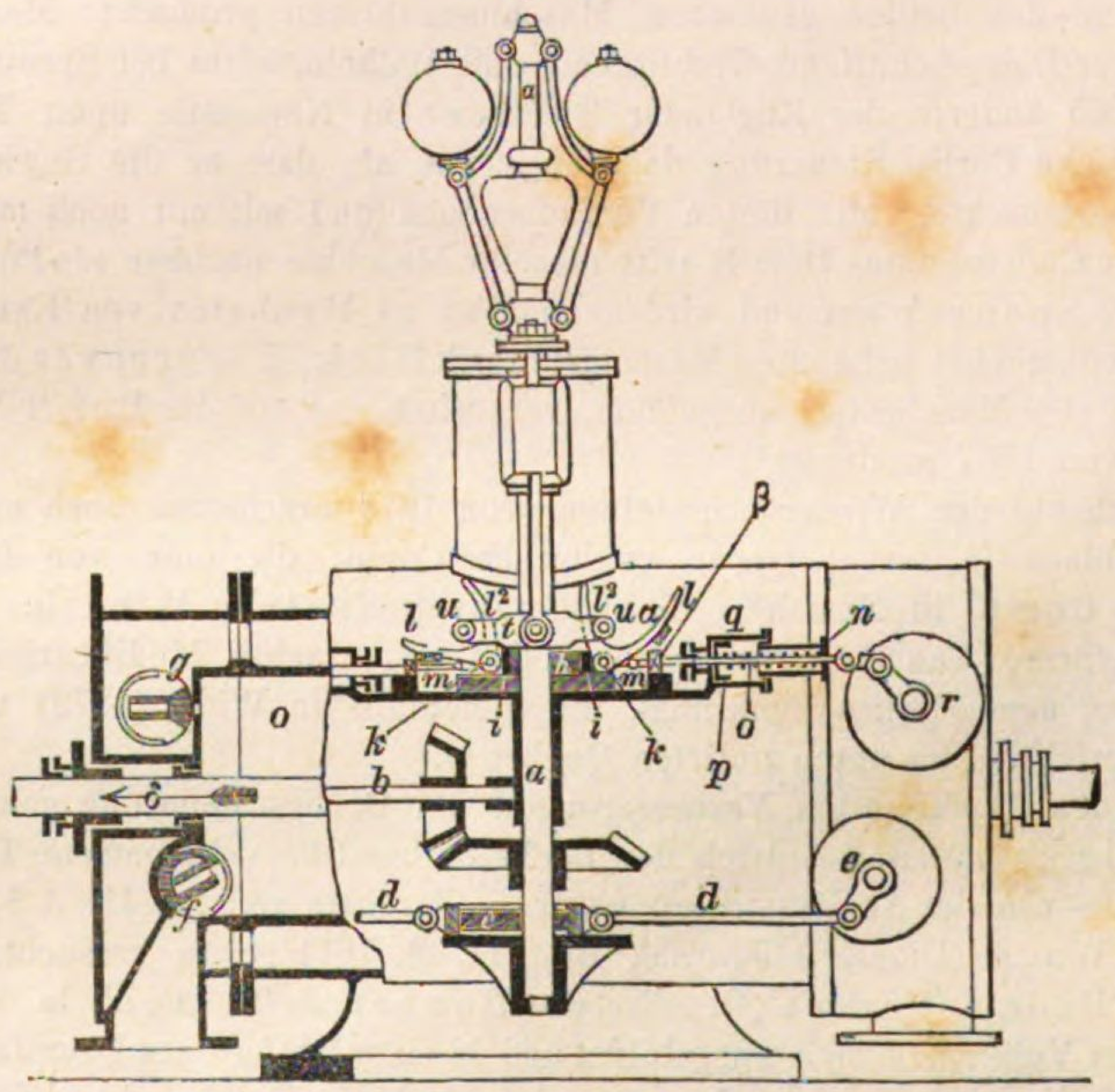
4) Ebendaselbst, S. 100.

5) Müller-Melchiors, Die Dampfmaschinen-Steuerungen auf der Wiener Weltausstellung von 1873, S. 64, Tafel XI.

6) Ziebarth, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1873, S. 677. — Uhland, Der praktische Maschinenconstructeur, Jahrg. 1873, S. 274. — Radinger, a. a. O. S. 63. — Ritterhaus, Deutscher amtlicher Bericht der Wiener Weltausstellung von 1873, Heft VIII, Gruppe 13, S. 14.

nete Spindel des sogenannten **Proell'schen**[1]) Regulators, welche seitwärts neben der Mitte des Dampfcylinders steht. Dabei macht die Regulatorspindel *a* genau eben so viel Umdrehungen, wie die Schwungradwelle der Dampfmaschine. Auf dieser Spindel *a* sind zwei Curvenscheiben (unrunde Scheiben) *c* und *h* excentrisch aufgekeilt, wovon die untere *c* auf das Oeffnen

Fig. 364.



und Schliessen der **Austritts**-Drehschieber (Hähne) *e* und *f*, die obere *h* eben so auf die **Eintritts**-Drehschieber wirkt. Die untere Scheibe *c* wird dabei von einem verschiebbaren Rahmen umgeben, der durch Lenkstangen *d* mit den Kurbeln *e* und *f* der Auslassschieber in geeigneter Verbindung steht. Die obere Scheibe *h* arbeitet gegen Leisten *ii* eines Schiebers, welchen dadurch eine hin- und hergehende Bewegung ertheilt wird. Dieser Schieber ist jedoch nicht **direct** mit den Eintrittsschiebern *g* und *r* in Verbindung, sondern es geschieht dies indirect unter Vermittelung von hornförmigen Klinken (Klauen) *ll*, welche sich um Zapfen *kk* drehen können und die auf dem Schieber gelagert sind. Ausserdem sind an dem gedachten Schieber (*i*, *i*) auf jeder Seite noch zwei Zugstangen *m* befestigt (in unserer Skizze immer nur je eine angedeutet), deren rückwärts liegende Enden mit Kreuzköpfen *n* (in Fig. 364 nur der **rechts** angegeben) verbunden sind. Jeder solcher Kreuzköpfe *n* trägt eine Büchse für eine kräftige (stählerne) Spiralfeder, welche sich einerseits gegen einen Kolben *p* stützt, der auf die Steuerstange *o* geschweisst ist und einem Luftpuffer *q* angehört, anderseits gegen den Kreuzkopf *n* selbst lehnt.

1) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XVII (1873), S. 65.

Die Wirkungsweise dieser Anordnung ist nun folgende:

Bei der Bewegung des Schiebers (*i*, *i*) nach rechts, wobei eine Nase α der rechten Klinke (Klaue) *l* hinter einem Vierkant β der Schieberstange *o* liegt, wird durch die Stange *o* die Kurbel *r* ebenfalls nach rechts (nach aussen) geschoben und der damit in Verbindung stehende Dampfeinlassschieber geöffnet, während der linksseitige Einlassschieber *g* geschlossen ist und der Dampfkolben sich von rechts nach links, d. i. in der Richtung des auf die betreffende Kolbenstange unserer Figur gezeichneten Pfeiles δ bewegt. Beim weiteren Fortschreiten stösst jedoch das nach aufwärts gekrümmte Horn l^2 des Klinkwerkes *kl* an eine Rolle (Bolzen) *u* der Traverse *t*, die an der Regulatorhülse hängt. Hierdurch wird das Horn l^2 zurückgehalten, damit die Nase α von dem Vierkant β der Stange *o* ausgehoben und hierdurch die Stange *o* so frei gemacht, dass diese unter Einwirkung der Spiralfeder zurückgeschnellt (die Verbindung des Schieberrahmens *ii* mit der Stange *o* gelöst) und der Eintritts-Drehschieber *r* wieder vollkommen geschlossen wird[1]). Die Krümmung an der Innenfläche des Horntheiles l^2 veranlasst es, dass die Auslösung des Klinkwerkes *kl* um so früher erfolgt, je höher die Traverse *t* gehoben ist, je schneller sich also die Maschine bewegt und umgekehrt.

Unsere sachverständige Quelle[2]), macht der Corliss-Dampfmaschine mit der Bède Farcot'schen Steuerung, den berechtigten doppelten Vorwurf der geringen Zugänglichkeit des Dampfkolbens (weil die Deckelstücken die Einlasshähne ganz, die Auslasshähne zum Theil aufnehmen) und des grossen Schmierverbrauches (weil die Stopfbüchsen vom heissen Dampfe umgeben sind), wogegen die verminderte Compressionsperiode des Dampfes die Herabziehung der sogenannten schädlichen Räume im Cylinder, so wie des Umstandes, dass sich zufolge der Lage der Austrittsschieber *e* und *f*, kein etwa mitgerissenes Wasser im Cylinder ansammeln kann etc., als ausgezeichnete Vortheile hervorgehoben werden.

Hinsichtlich des praktischen Werthes der constructiv interessanten, sinnreichen Corliss-Steuerungen überhaupt hegt der Verfasser, nach seinen Erfahrungen einigen Zweifel. Er nennt (von diesem Standpunkte aus) den ganzen Mechanismus sehr gut, wenn man ihn recht sorgfältig ausführt, jedoch nachher ebenso sorgfältig behandelt. Geschieht letzteres nicht, so werden die betreffenden Theile leicht klapperig und zuletzt völlig unbrauchbar[3]).

Mehr Zukunft wie die Corliss-Maschine dürften die Dampfmaschinen mit neueren Steuerungsanordnungen haben, womit die Maschinenfabrik der Gebrüder Sulzer in Winterthur (Schweiz) sich bereits allseitige Anerkennung erworben, nämlich eine eigenthümliche Ventilsteuerung für grosse und eine abgeänderte J. J. Meyer'sche Steuerung (S. 446, Fig. 281) für kleinere Maschinen.

1) Hiebei liegt dann der Kolben *p* wieder so an der Hinterwand des Puffercylinders *q*, wie dies in Fig. 264 skizzirt ist.

2) Ingenieur Ziebarth in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1873, S. 679.

3) Hiermit stimmen auch Urtheile erfahrener, rationell gebildeter Praktiker überein, u. A. in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1870, S. 474 und 1873, S. 435.

Die erstgenannte Gattung dieser Dampfmaschinen erwarb sich bereits auf der Pariser Weltausstellung von 1867 die allgemeine Anerkennung aller Betheiligten [1]), während die zweite Gattung erst durch die Wiener Ausstellung von 1873 bekannt wurde.

Fig. 365.

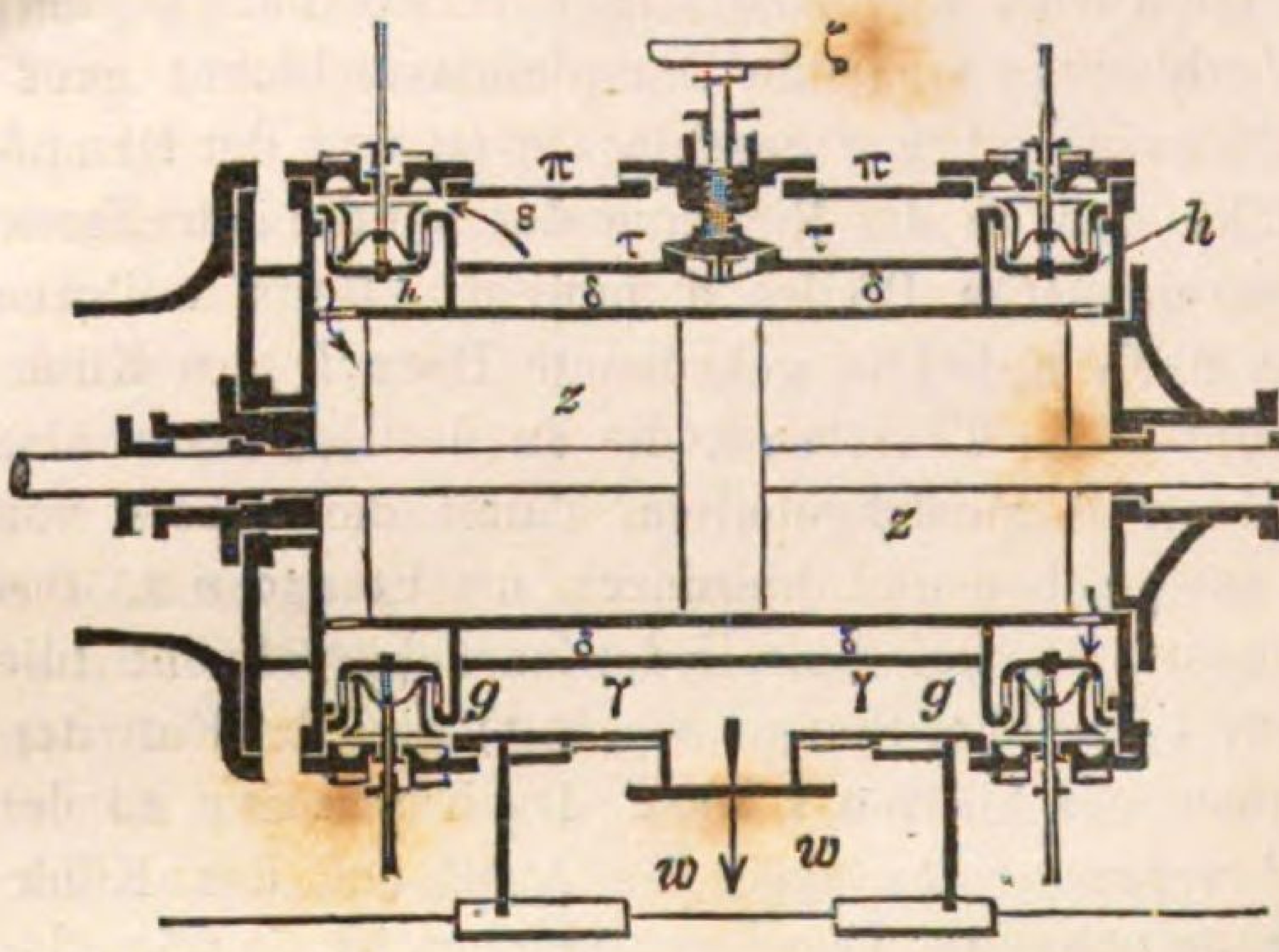
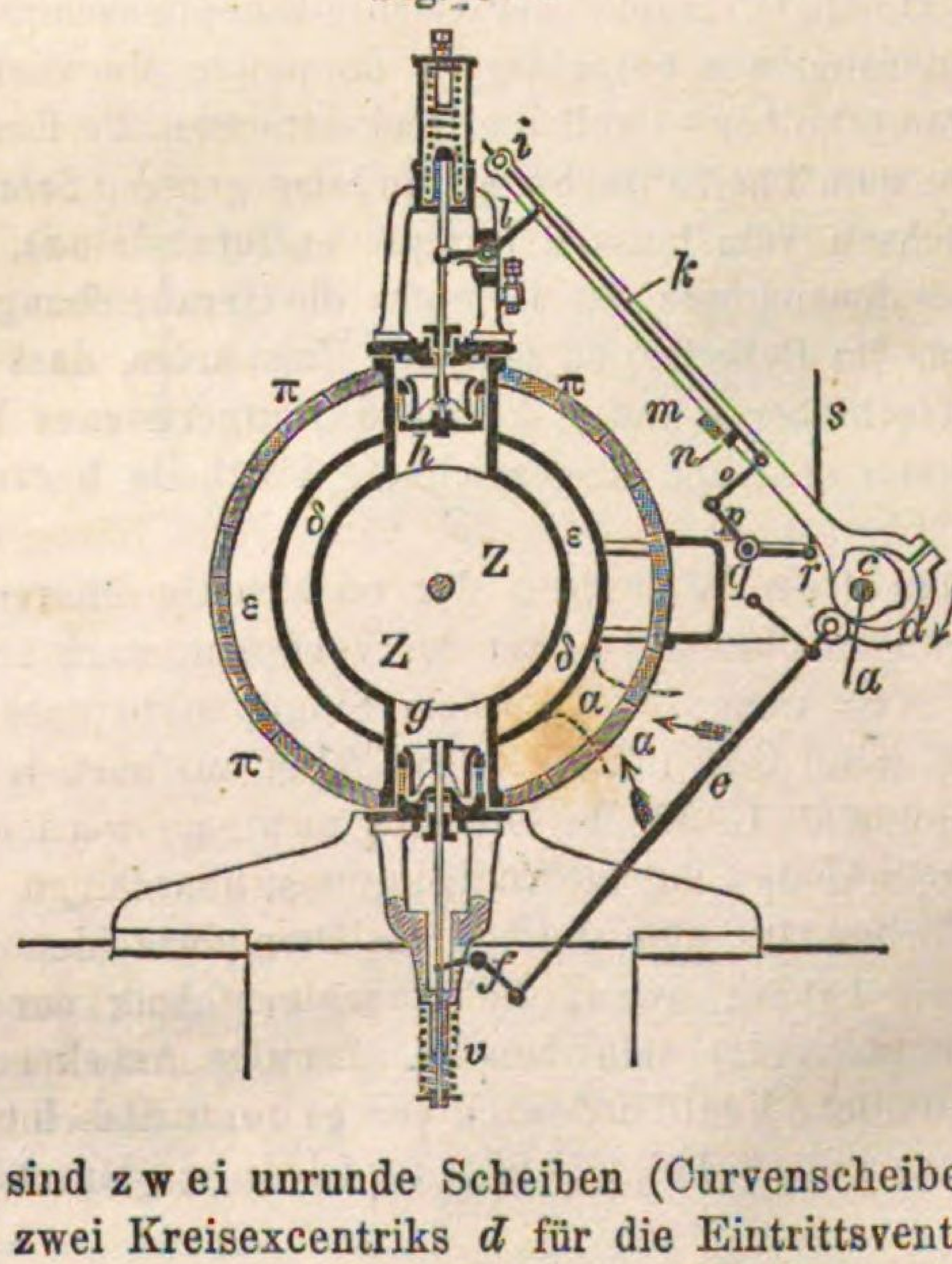


Fig. 366.



Der allgemeinen Disposition nach hat die erste Sulzer'sche Maschine (Fig. 365 und 366) einige Aehnlichkeit mit der vorher (S. 544, Fig. 353) beschriebenen Flachat'schen Dampfmaschine, unterscheidet sich jedoch in den Details sehr wesentlich und vortheilhaft [2]).

Das Oeffnen und Schliessen der hier vorhandenen vier Doppelsitzventile, beziehungsweise *hh* für den Eintritt und *gg* für den Austritt des Dampfes, erfolgt von einer horizontalen neben dem Dampfcylinder und zu diesem parallel gelagerten Welle *a* (Fig. 366) aus, welche gleichzeitig den in unseren Skizzen weggelassenen (ebenfalls seitwärts aufgestellten) Regulator treibt und ihre eigene Bewegung von der Schwungradwelle durch ein Kegelradpaar mit gleicher Umdrehzahl erhält.

Auf dieser Steuerwelle (*a*) sind zwei unrunde Scheiben (Curvenscheiben) *c* für die Auslassventile *gg* und zwei Kreisexcentriks *d* für die Eintrittsventile *hh* festgekeilt. Jede der

1) Jenny (Bergrath etc.) im officiellen österr. Berichte über die Weltausstellung zu Paris im Jahre 1867, Heft IV, S. 102 mit Abbildungen auf Tafel VI und VII.

2) Der Verfasser verweist, in Bezug auf Specialstudien, auch hier auf die (von ihm benutzten) Berichte Ziebarth's in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure (1873, S. 679) und Radinger's österr. officieller Bericht, Heft 83, S. 87.

Curvenscheiben *c* öffnet an dem bestimmten Punkte des Hubes, vermittelst der Schubstange *e* und des Hebels *f* das betreffende Auslassventil, hält es erforderlich so lange offen, bis es zu rechter Zeit durch die Wirkung einer darunter liegenden Feder *v* rasch geschlossen wird. Offenbar haben auch hier die Auslassventile für den Austritt von im Cylinder angesammeltem Wasser eine sehr vortheilhafte Lage. Die Eintrittsventile *hh* sind nicht direct mit dem zu ihrer Bewegung bestimmten Excentriks *d* verbunden, sondern sind zunächst nur mit einer Schiene *k* vereinigt, welche an ihrem oberen Ende an dem Winkelhebel *l* angebolzt und am unteren Ende mit einem Hebel in Verbindung steht, der auf der Welle *q* festgekeilt ist.

Das obere Ende der Excentrikstange *i* führt sich auf der bereits gedachten Schiene *k*, wodurch jeder Punkt dieser Stange (*i*), demnach auch die Vorderkante einer an ihr angebrachten Nase *m* (eines Umschlages) eine der Ellipse nahe kommende Curve beschreibt und bei dieser Bewegung auf eine zweite an der Schiene *k* angebrachte Nase *n* trifft, wodurch letztere aufgenommen und (weil *k* mit *l* verbunden) das Einlassventil *h* geöffnet wird[1]). Die erwähnte ellipsenartige Bewegung der Nase *m* führt aber ein Gleiten auf der Berührungsfläche der sich annähernd geradlinig bewegenden Nase (oder des Anschlages) *n* herbei, so dass im Momente, wo die Kanten beider über einander fortgehen, die Schiene *k* frei wird, das Ventil *h* durch die darüber angebrachte Spiralfeder *w* zugeschnellt und der Dampfeintritt abgeschnitten wird. Um nun letzteren Zeitpunkt früher oder später eintreten zu lassen, ist die Nase *n* mit einem Hebel *o* verbunden, welcher sich um den oberen Endpunkt eines Hebels *p* dreht, der auf einer Welle *q* festgekeilt ist. Ein ebenfalls auf der Welle *q* sitzender Hebel *r* ist durch eine Stange *s* mit der Hülse des Regulators verbunden und ertheilt der Welle *q* eine entsprechende Drehung, wodurch die Kante der Nase *n* dem Dampfcylinder ein wenig genähert oder von ihm entfernt wird; im ersteren Falle erfolgt die Absperrung des Dampfes später, im letzteren tritt sie früher ein. Schliesslich werde bemerkt, dass die Expansionsvorrichtung eine Veränderlichkeit der Füllung von 0 bis 70 Procent des Hubes gestattet.

Es werde jetzt die Gelegenheit benutzt, auf die bei der Sulzer Maschine zur Steuerung angewandten „Doppelsitz-Rohrventile" aufmerksam zu machen, wovon die Skizze Fig. 367 eines der Einlassventile (*h* Fig. 365, 366) bezeichnet. Bekanntlich[2]) lässt sich, bei gehörigen Dimensionen und Ausführungen, die Hebkraft eines solchen Ventiles so weit herabziehen, dass nur so viel Druck übrig bleibt, als der dichte Verschluss solches erfordert.

Die Sulzer'sche Ausführung dieser hier überhaupt sehr angemessenen Doppelsitz-Rohrventile wird besonders deshalb (trotz ihres grossen Durchmessers von beziehungsweise 130 und 120 Millimetern bei der Wiener Ausstellungsmaschine) als dauernd dichtend bezeichnet[3]), weil der eine Sitz $\lambda\lambda$

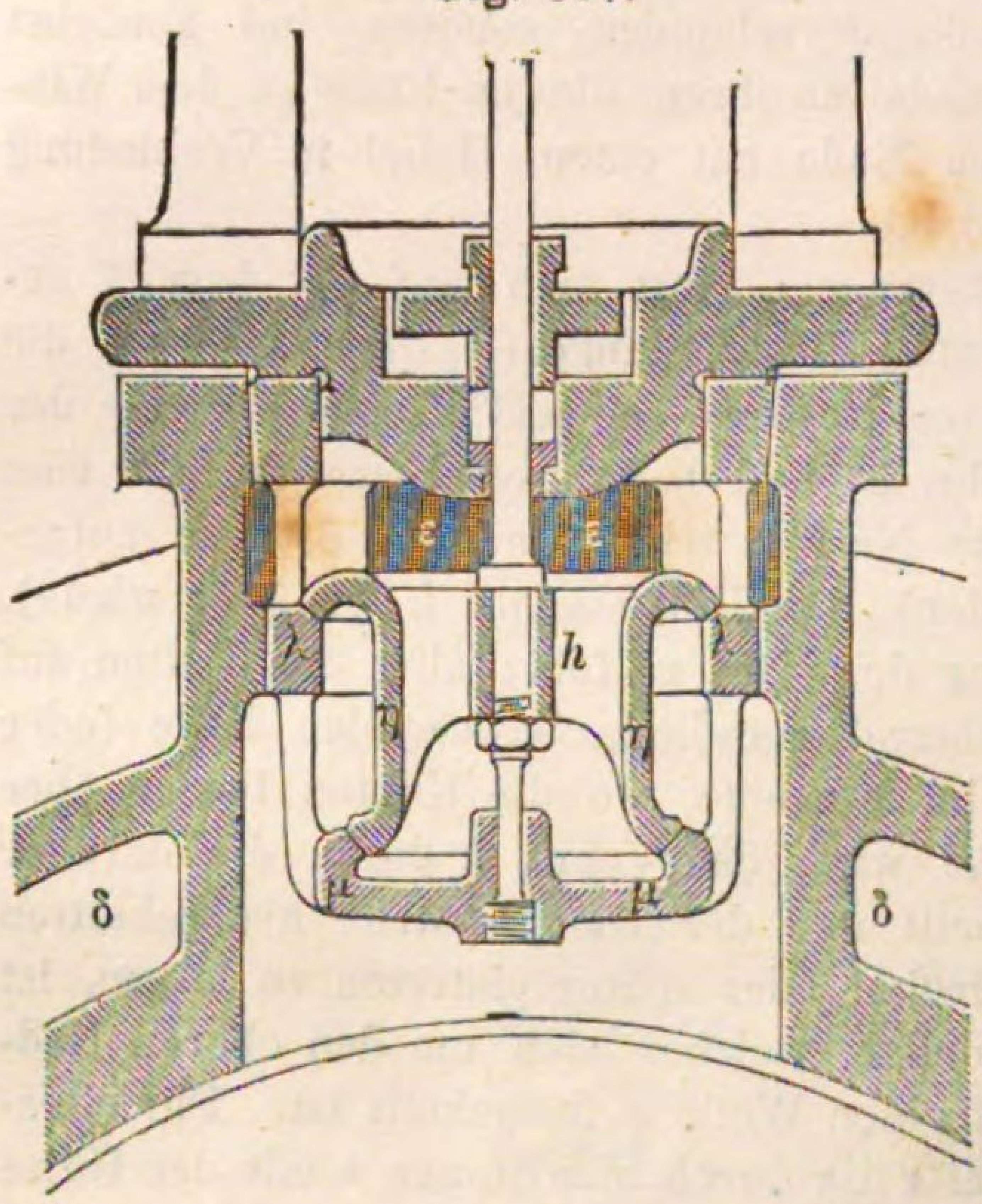
1) Der Verfasser folgt hier ganz der Beschreibung des Herrn Ingenieurs Ziebarth in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1873, S. 680.

2) Reuleaux, der Constructeur, dritte Auflage, S. 593.

3) Radinger, a. a. O. S. 89.

den andern $\mu\mu$ mit Rippen trägt, deren gleiches Material (Hartguss) mit dem des eingehangenen rohrförmigen Ventilkörpers $\eta\eta$ eine gleiche Ausdehnung unter den verschiedenen Temperaturen erfährt und weil die Schlussflächen gleichmässig versteift aufliegen, Eigenschaften, die jedoch bei allen guten Rohrventilen vorhanden sind.

Fig. 367.



Es dürfte hier der Ort sein, noch besonders darauf hinzuweisen, dass der Dampfcylinder mit einem Doppelmantel versehen ist, wovon der äussere Mantel einen fast doppelt so grossen Durchmesser hat, wie der Dampfcylinder *z*, was zugleich dazu beiträgt, dem Verhältniss der Maschine ein mächtiges Gepräge zu geben. Beide Cylinderdeckel sind gleichfalls hohl gegossen. Der frische vom Kessel kommende Dampf tritt unterhalb bei α (Fig. 366) ein, gelangt in den ringförmigen Raum δ, passirt die Oeffnung $\tau\tau$ des durch ein Handrad ς stellbaren Dampfeinlassventils und gelangt bei ε durch eins der geöffneten Einlassventile *hh* (Fig. 367), in den Cylinder *z*. Das Entweichen des Abdampfes erfolgt durch je eins der Auslassventile *g*, dieser tritt erst in den Raum γ (der natürlich vom ringförmigen Raume $\varepsilon\varepsilon$ völlig getrennt ist) und entweicht endlich durch *w* im daselbst angeschraubten Rohre nach dem Condensator.

Die bereits erwähnte Sulzer'sche Steuerung für kleinere Maschinen betreffend, so ist dieselbe eine Vervollkommnung der Steuerung von Rieder in New-York [1]) darin bestehend, dass die bei der Meyer'schen Steuerung (durch linke und rechte Schraube) bewegten Expansionsplatten (Fig. 354) durch eine einzige nach einer Cylinderfläche geformten, Platte *ab* Fig. 368 und 369 gebildet ist, die um eine Achse *cc* verdreht werden kann. Diese Drehbewegung wird der Welle *cc* durch einen mit Feder und Nuth aufsitzenden Hebel *d* (Fig. 370) ertheilt [2]). Diese Anordnung verhindert weder die geradlinige Hin- und Herbewegung des Expansionsschiebers, noch die des mit den gewöhnlichen zwei Canälen α und β ausgestatteten, nur oben ausgehöhlten Vertheilungsschiebers *i*, der auch hier durch eine besondere Stange,

1) Dingler's polytech. Journal, Bd. 195 (1870), S. 486.

2) Man vergleiche hiermit die bereits citirten Arbeiten über die Steuerungen der Dampfmaschinen auf der Wiener Ausstellung von 1873 von Radinger (a. a. O., S. 93), von Müller-Melchiors (a. a. O. S. 21) und von Gottlob (a. a. O. S. 91).

(vom zugehörigen Excentrik aus) bewegt wird. Während Fig. 368 die Anordnung des Expansionsschiebers im rechtwinkligen Durchschnitte von Fig. 370 erkennen lässt, zeigt Fig. 369 dessen Gestalt im Durchschnitte der Horizontal-Projection von Fig. 370. Hiernach zeigt sich in der Projection Fig. 369 der Expansionsschieber als ein Trapez $a a' b_1 b$, das nur mehr oder weniger verschoben (verdreht) zu werden braucht, um den Dampfzufluss früher oder später abzuschneiden, d. h. also denselben Effect zu erreichen, wie bei der gewöhnlichen Meyer'schen Steuerung durch das Zusammen- oder Auseinanderschrauben der dortigen Expansionsplatten. Eine der interessantesten, wenn auch wenig Dauer versprechenden Steuerungen der Neuzeit, für Woolf'sche zweicylindrige Maschinen ist die des Oberingenieurs Ehrhardt der Dingler'schen Maschinenfabrik und Eisengiesserei in Zweibrücken, die ebenfalls erst in weiteren Kreisen durch die Wiener Weltausstellung von 1873 bekannt

Fig. 368.

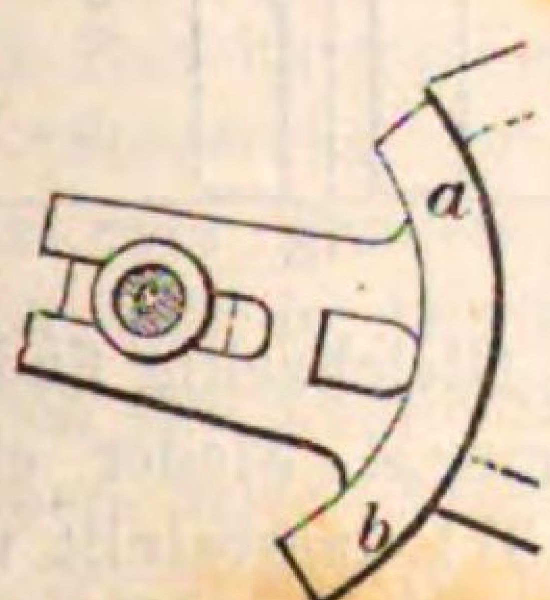


Fig. 369.

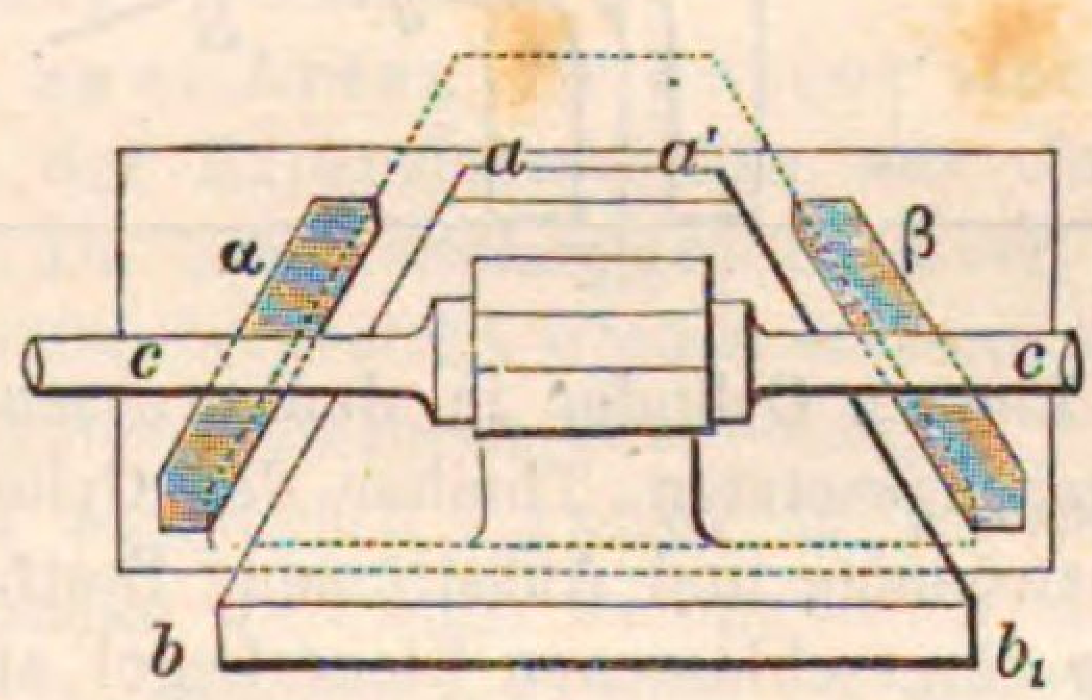
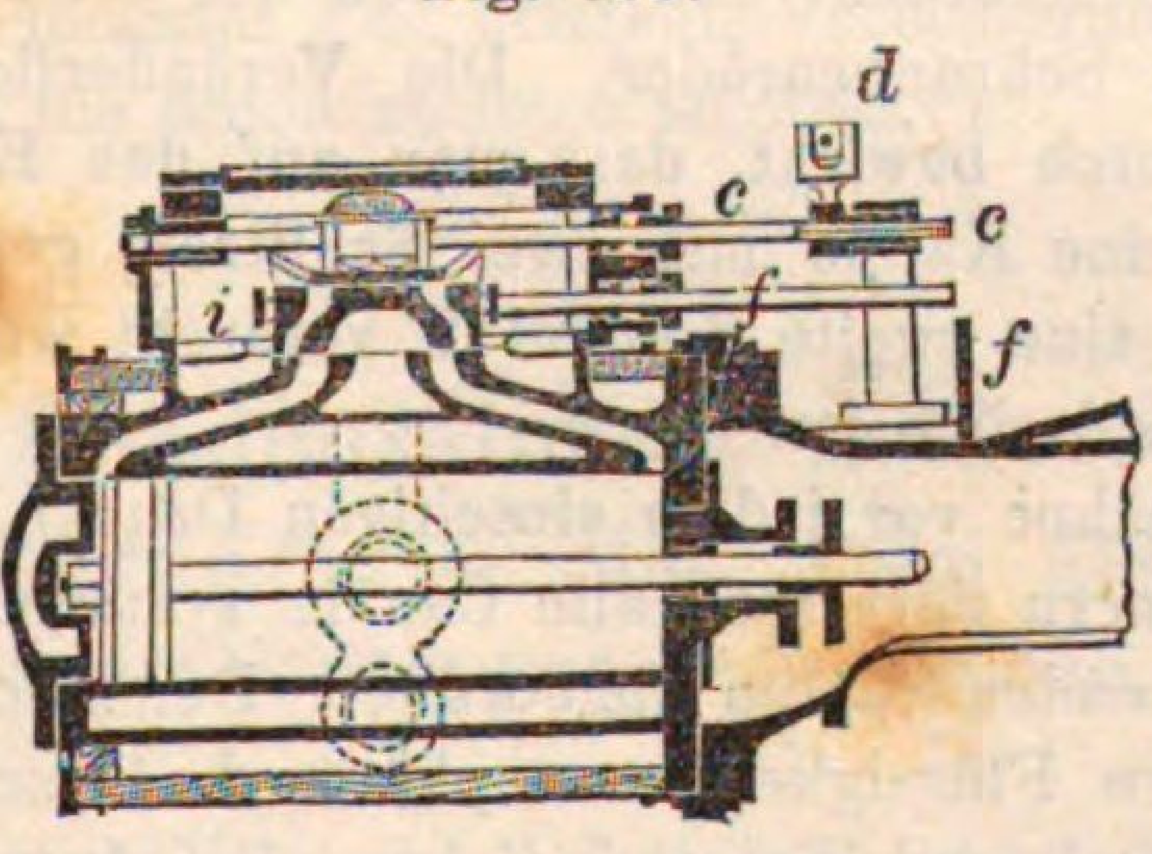


Fig. 370.



wurde. Die Steuerung wird hier durch fast ganz entlastete und deshalb eigenthümlich gebohrte Hähne bewirkt und zwar befindet sich an jedem Ende des Dampfcylinderpaares ein Steuerungskegel (Rotationskegel), von der in Fig. 371 und 372 skizzirten Anordnung. Der vom Kessel ausgehende Dampf gelangt direct in den Mantel m, welcher den kleinen Cylinder a umgiebt, von m aus tritt dieser Dampf an der kleinen Kreiskopffläche in das Kegelrohr gg und weiter durch die entsprechenden Hahnbohrungen in den kleinen Cylinder a. Bevor wir jetzt den Dampfgang weiter verfolgen, ist ganz besonders hervorzuheben, dass die beiden Krummzapfenwarzen der Maschine unter einem Winkel von 180 Grad gegen einander gestellt sind, so, dass sich ihre Kolben stets in entgegengesetzter Richtung zu einander bewegen. Letztere Anordnung hat zur Folge, dass bei der in Fig. 371 gezeichneten Steuerungsstellung der im grossen Cylinder a verbrauchte Dampf durch das weitere Ende des Steuerungskegels

aus- und nach dem Condensator *z* strömt. Während des Rückganges verbindet dann die ausgesparte Innenhöhlung des Steuerkegels die Räume beider Cylinder *a* und *A* (wie dies Fig. 372 erkennen lässt) derartig, dass der Dampf

Fig. 371.

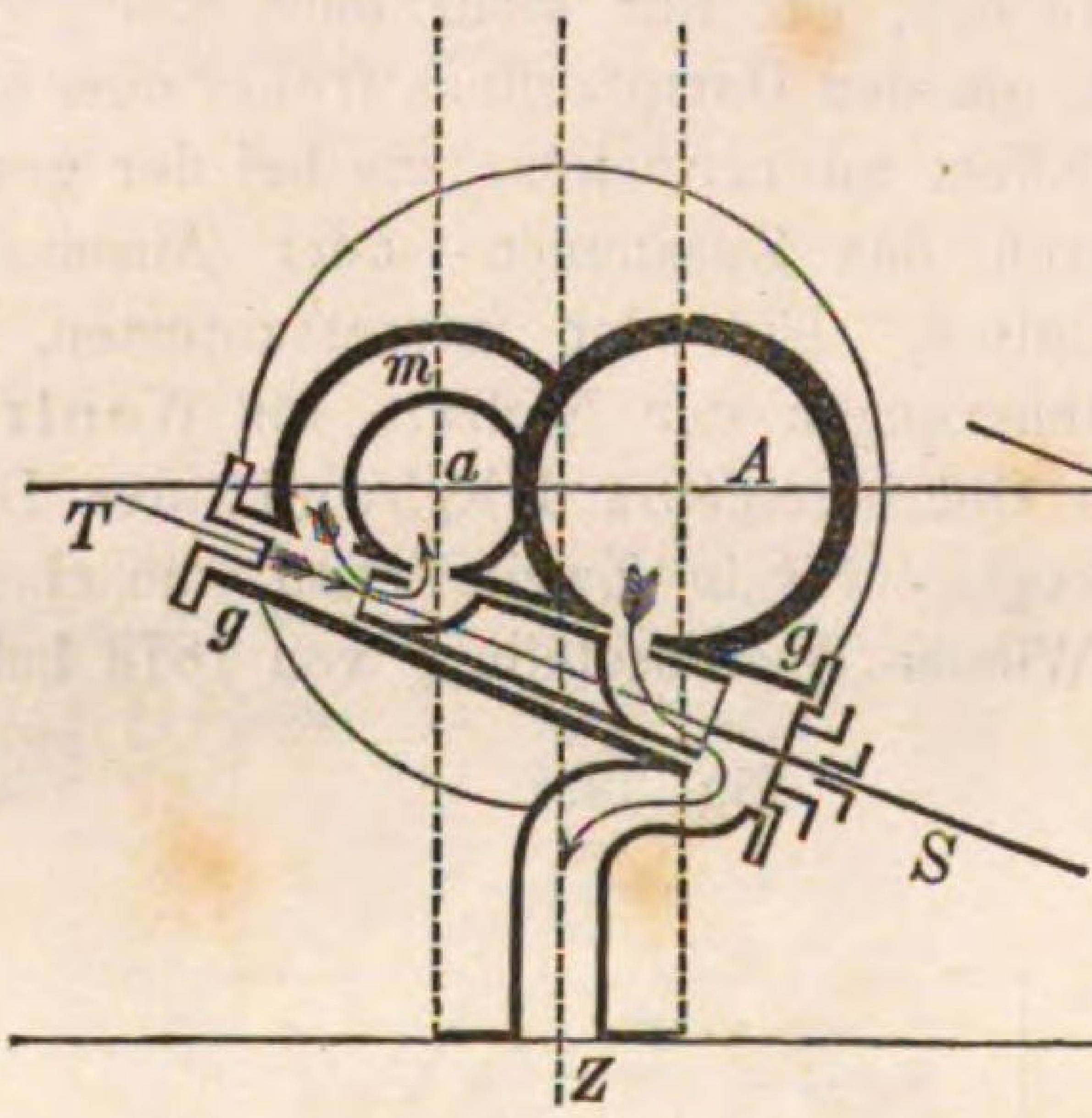
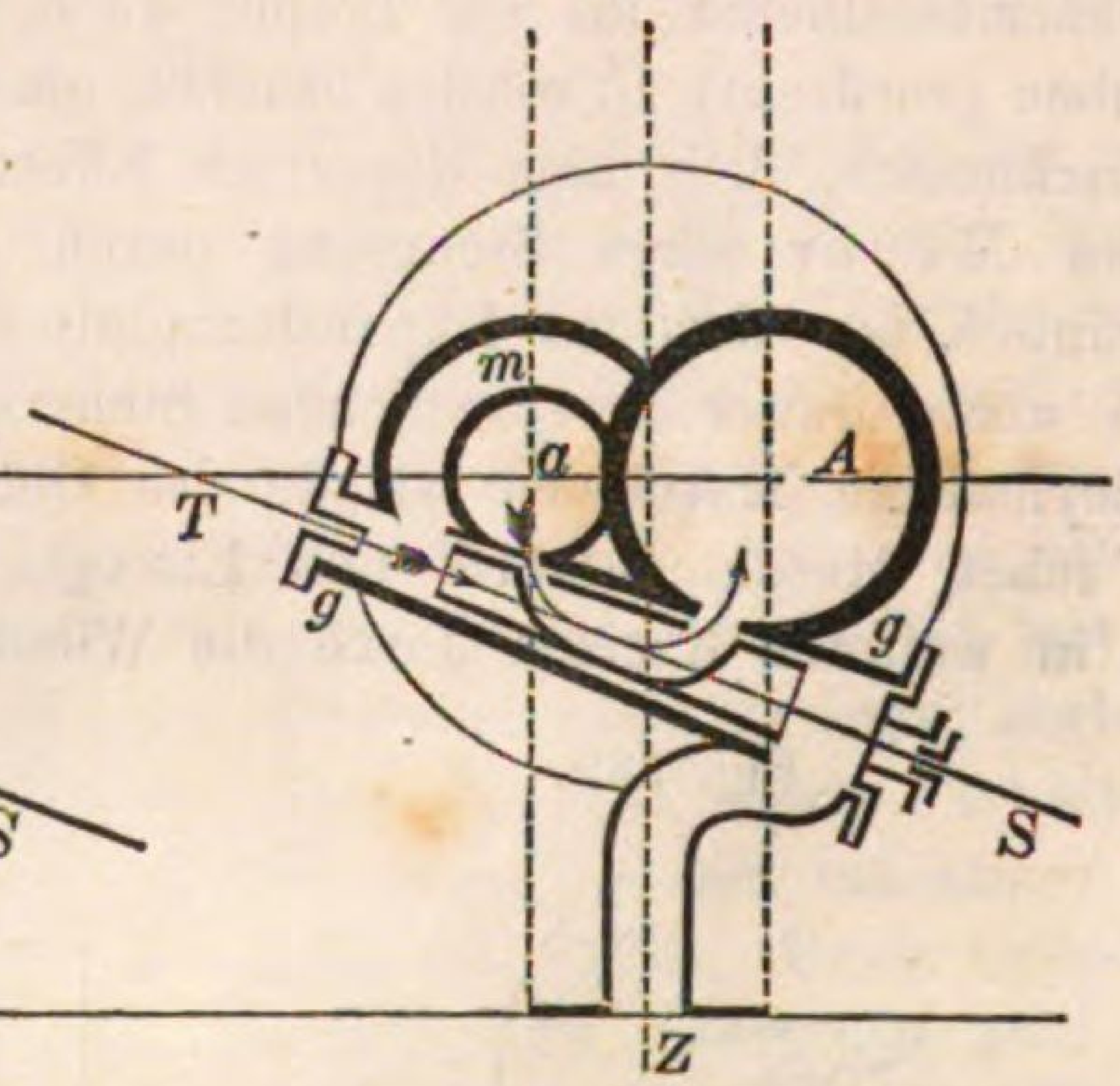


Fig. 372.



aus dem kleinen Cylinder in den grossen strömt. Gleichzeitig findet dann in den entgegengesetzten Theilen der Cylinder *a* und *A* wieder eine solche Dampfeinströmung und Ausströmung Statt, wie Fig. 371 dargestellt wurde. Um den in *gg* eingeschlossenen Steuerkegel aus der Stellung von Fig. 371 in die Fig. 372 zu bringen, wird der Achse desselben durch eine Spindel *S* eine continuirliche Drehung beigebracht und zwar von der Schwungradwelle aus durch gehörig angeordnete Schraubenräder. Die Veränderlichkeit der Absperrung (Expansion) ist dadurch bewirkt, dass man auf das Einströmungsende eines jeden Steuerkegels eine Kappe mit zwei Schlitzen gesetzt hat, welche vom Regulator aus durch eine zweite Spindel *T* verdreht wird, so dass die Expansion selbstthätig veränderlich ist.

Um die Steuerhähne vor jedem einseitigen Drucke zu bewahren, d. h. zu entlasten, sind im Innern derselben alle Canäle symmetrisch doppelt, mit diametral gegenüberstehenden Kanten angeordnet. Demzufolge arbeitet der Innenkegel in einer wahren Flüssigkeitsatmosphäre, d. h. schwimmt in einem Gemenge von Dampf-, Oel- und Wassertheilchen. Bei dem Exemplare der Wiener Ausstellung dieser Maschine hatte der kleine Dampfcylinder *a* einen Durchmesser von 0,125 Meter, der grosse *A* von 0,250 Meter, während der gleich lange Schub (Hub) beider 0,50 Meter betrug. Da die Kurbelwelle 115 bis 120 Umläufe pro Minute machte, so betrug die correspondirende Kolbengeschwindigkeit 1,90 bis 2,0 Meter pro Secunde. Die Gesammtexpansion war zehnfach beim Verhältniss der Cylindervolumen wie 1 zu 4. Die Admissions-Dampfspannung war 10 Atmosphären-Ueberdruck.

Anmerkung. Die im Vorstehenden nicht besprochenen Coulissen-[1])

1) In Bezug auf Coulissen-Steuerungen ist immer noch erst Zeuner's (classisches) Werk „Die Schiebersteuerungen," als einzig seiner Art, zu verweisen. Die vierte Auflage (1874) ist wiederum vielfach verbessert und vermehrt.

und Hebel-Sperrklinken-Steuerungen,[1]) findet man hinlänglich erörtert im dritten Bande dieses Werke, Abschnitt „Locomotiven" und beziehungsweise im vierten Bande, Abschnitte „Fördermaschinen und Wasserhaltungsmaschinen."

Eben so wurden die seiner Zeit (1838) Aufsehen erregenden Steuerungen mit Schleppschieber von Edward's[2]), Farcot[3]) u. A. unerwähnt gelassen, weil diese, insbesondere der Meyer'schen Steuerung (S. 545) wesentlich nachstehen. Für das allgemeine Verständniss dieser Schleppschiebersteuerungen werde deshalb nur kurz bemerkt, dass hier die Expansion durch eine oder mehrere Platten auf dem Rücken des (unteren, gewöhnlichen) Dampfvertheilungsschiebers bewirkt wird, die ohne selbstthätige Bewegung vom unteren Schieber so lange mit hin- und hergenommen (geschleppt) werden, bis die Wirkung von Aufhaltern (Knacken) oder verstellbaren Daumen die Fortsetzung ihrer Bewegung hindern. Der letztgenannte Mechanismus hat auch zu der besonderen Namengebung „Daumensteuerung" veranlasst.

Zur Zeit unterscheidet man zwei Arten der Farcot'schen „Schleppschieber-"Steuerung, je nachdem der Expansionsschieber aus einem Stücke oder aus zwei Theilen besteht. Da beim eintheiligen Schieber die Dampfdurchlasscanäle im Allgemeinen weiter hergestellt werden müssen, so giebt man gewöhnlich den zweitheiligen Expansionsschiebern den Vorzug.

Ueber beide Arten handelt ausführlich Zeuner in seinem vorhergenannten Werke.[4]) In letzterer Quelle wird auch nachgewiesen, dass man bei der Farcot'schen Steuerung das Expansionsverhältniss niemals 0,5 erreichen oder gar überschreiten kann.

Ueber in ganz jüngster Zeit erstrebte Verbesserungen der Farcot'schen Steuerung berichten die unten notirten Quellen.[5])

§. 97.

III. Condensatoren. — Vorwärmer.

Condensatoren[6]). — Man kann alle zur Zeit wirklich brauchbaren Condensationsapparate in solche mit directer oder

1) Zu empfehlen ist besonders: Petitcolin et Chaumont, Encyclopédie mécanique, Vol. I. Paris 1857—59 und das bereits wiederholt citirte Werk: „Sammlung von Zeichnungen für die Hütte." Insbesondere die Jahrgänge 1860, 1861, 1871 und 1873.

2) Civ. Eng. 1843 ff. Le Blanc Recueil etc. III.

3) Armengaud, Traité des moteurs à vapeur. Paris 1861—1862.

4) Schiebersteuerungen. Vierte Auflage (von 1874), S. 238.

5) Müller-Melchiors, Die Dampfmaschinensteuerungen auf der Wiener Ausstellung von 1873, S. 33 und Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architektenvereins, Jahrg. 1871, Heft 416.

6) Armengaud, Maschines à vapeur, P. 458. (Appareils de condensation.) — Böttcher, Supplemente zu Prechtl's Technolog. Encyklopädie, Bd. 2, S. 378, und dessen freie Bearbeitung der Bernoulli'schen „Dampfmaschinenlehre." Stuttgart 1865, S. 317—331. Ferner Weisbach, Ing. Mechanik. Zweiter Theil. Vierte Auflage, 1865, S. 997.

indirecter Abkühlung (in Einspritz- und Oberflächen-Condensatoren) unterscheiden, nächstdem in solche, welche die Anwendung einer sogenannten Luftpumpe erfordern oder nicht.

Zur ersten Gattung gehören die von Watt erfundenen und bei seinen Maschinen (Fig. 322 und 323) allein angewandten Condensatoren, wo in das Gefäss, welches den abströmenden Dampf aufnimmt, von aussen durch den Einspritzhahn kaltes Wasser eingeführt wird, zugleich aber die Luftpumpe neben diesem Condensator aufgestellt ist. Zur zweiten Gattung der Condensatoren gehören die, wobei man das Verdichten durch Abkühlung der Gefässwände von aussen geschehen lässt und die man deshalb Oberflächen-Condensatoren zu nennen pflegt. Die besten derselben bestehen aus einem Systeme sehr vieler dünner Röhren, durch welche man den gebrauchten Dampf strömen lässt, während das ganze Röhrensystem in einem Behälter (Cisterne) aufgestellt ist, durch welches ununterbrochen gehörig kaltes Wasser fliesst [1]).

Da sich die letztere Condensatorengattung eigentlich nur für Schiffsmaschinen eignet, wo das Seesalz das Verdichtungsgefäss sehr verunreinigt, für feststehende Dampfmaschinen aber sich bis jetzt unter allen Umständen vorzugsweise die Condensatoren mit gleichzeitiger Anwendung von Luftpumpen bewährt haben, so verweisen wir hinsichtlich der übrigen auf die unten citirten Quellen und ergänzen im Nachstehenden nur das, was sich auf die erstere Gattung, d. h. auf die Watt'schen Condensatoren bezieht [2]). Fig. 373 zeigt eine Gattung solcher Condensatoren, wobei die Luftpumpe *M* concentrisch im

1) Ausführlich behandelt und mit Abbildungen begleitet im 4. Bd. dieses Werkes, S. 278—283.

2) Alban's vielgepriesener nasser Condensator für Hochdruckdampfmaschinen ohne Anwendung einer Luftpumpe wird ausführlich in dem bereits citirten Werke des Genannten: Die Hochdruckdampfmaschine, S. 484, besprochen. Noch andere Condensatoren ohne Luftpumpe finden sich in Ponson's Traité de l'exploitation des mines de houille, Liège 1853, Tom. III, P. 589. Ueber neuere Condensatoren ohne Luftpumpen von Morton, Carter, Körting u. A. handeln besonders Artikel in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure und zwar über Morton's Condensator Bd. XIII (1869), S. 203; über Carter's Condensator Bd. XVI (1872), S. 637 und über Körting's Condensator Bd. XVI (1872), S. 219, ferner Bd. XVII (1873), S. 757, und Bd. XVIII (1874), S. 437. Die Urtheile über die Vorzüge der Dampfstrahlcondensatoren (Strahlejectoren im Gegensatze zu den Dampfstrahlinjectoren, Bd. 3, S. 319, Fig. 237 der Allgemeinen Maschinenlehre) sind immer noch widersprechend. Man sehe in dieser Beziehung sowohl Bd. XVIII der soeben citirten Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, S. 439, als auch Professor Radinger's officiellen österreichischen Bericht über die Motoren der Wiener Ausstellung von 1873, Heft 83, S. 129.

Ueber die sämmtlichen Körting'schen Dampfstrahlapparate giebt ein Vortrag des Hütteningenieurs Kramer Auskunft, der sich (unter Beifügung von Abbildungen) im Protokolle des sächsischen Ingenieur- und Architekten-Vereins vom 6. December 1874, S. 46 ff. abgedruckt vorfindet.

Abkühlungsgefässe *L* aufgestellt ist, welche Disposition zuerst **Maudsley** bei seinen Fig. 337 abgebildeten Maschinen getroffen haben soll.

Durch Fig. 373 ergänzen wir ausserdem zugleich in mehrfacher Beziehung das, was Seite 529 über horizontal liegende Dampfmaschinen angeführt wurde, indem unsere Skizze vor Allem auch zeigt, wie bei dieser Dampfmaschinengattung die Bewegung der Luftpumpe *M* (durch besonderes Hebelwerk) recht zweckmässig getroffen werden kann, ferner auch eine zweicylindrige (**Woolf**'sche) Maschine vorgeführt wird, wobei man von der Expansionswirkung des Dampfes im ausgedehntesten Maasse Gebrauch macht. Wie aus der Querschnittsskizze Fig. 374 erhellt, hat der Kolben *B* des grossen Dampfcylinders *A*

Fig. 373.

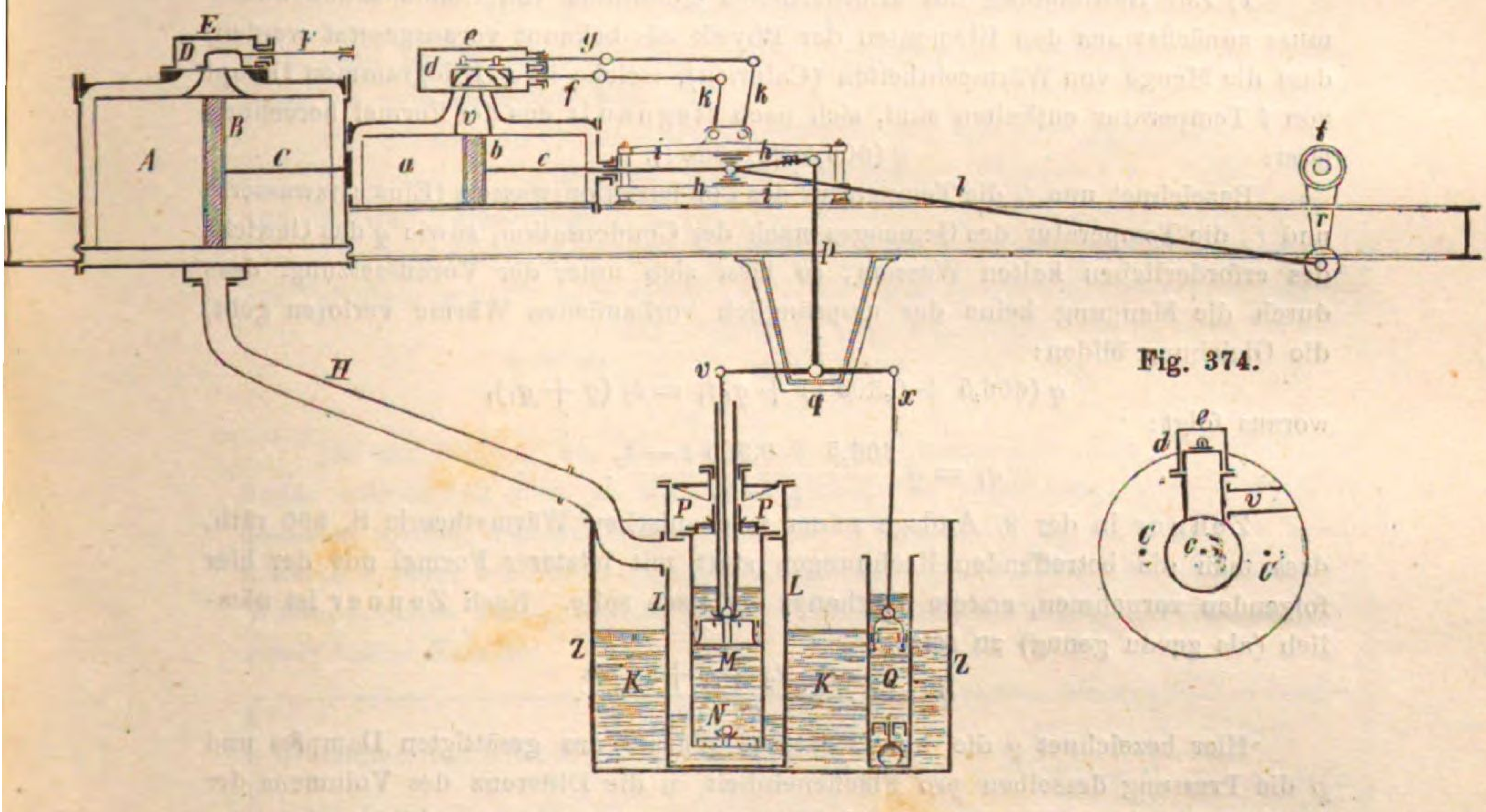


Fig. 374.

zwei Stangen *CC*, in deren Zwischenraum der kleine Cylinder *a* mit seiner Kolbenstange *c* placirt ist. Die auf alle drei Stangen übertragene mechanische Arbeit ist endlich in der Welle *t* des Schwungrades vereinigt. Von dem in Führungen *i* hin- und hergehenden Kreuzkopfe *h* aus wird ein (um *q* drehbares) sogenanntes Kunstkreuz *pvx* zu Schwingungen veranlasst, an dessen Horizontalarmen *qv* und *qx* beziehungsweise die Luftpumpe *M* und die erforderliche Wasserpumpe *Q* aufgehangen ist. Letztere beiden Pumpen sind in der Cisterne *Z* aufgestellt, die fortwährend mit kaltem Wasser *K* versorgt wird.

Zur Steuerung der Maschine dienen auf der Schwungradachse *t* befestigte Kreisexcentriks (in der Skizze weggelassen), wodurch die Hebel *k*, die Stangen *g* und *f*, sowie beziehungsweise die Schieber *e* und *d* bewegt werden, wovon der obere *e* zur Expansion (nach J. J. **Meyer**, Fig. 355, angeordnet), der untere *d* zur gewöhnlichen Dampfvertheilung dient. Der grosse Cylinder *A* ist nur mit einem Vertheilungsschieber *D* versehen.

Das Spiel der Maschine versteht sich fast von selbst.

Der frische vom Kessel kommende Dampf tritt zuerst in den Kasten *e*, passirt Expansions- und Vertheilungsschieber, tritt abwechselnd hinter oder vor den kleinen Kolben *b* und treibt denselben hin und her. Hat der Dampf diese Arbeit verrichtet, so geht er, in den Seitencanal *v* (Fig. 374) abfliessend, in den Steuerkasten *E* am grossen Cylinder *A* und tritt von hier aus mit Hülfe des Schiebers *D* hinter oder vor den Kolben *B*, der stets nach derselben Richtung hin wie der kleine Kolben bewegt wird. Der benutzte Dampf entweicht endlich im Rohre *H* nach dem Condensator *L*, aus welchem die Verdichtungsproducte, das Bodenventil *N* passirend, durch die Luftpumpe *M* in geeigneter Weise entfernt werden[1]).

1) Zur Bestimmung des erforderlichen Quantums von Condensationswasser muss zunächst aus den Elementen der Physik als bekannt vorausgesetzt werden, dass die Menge von Wärmeeinheiten (Calorien), welche in q Kilogrammen Dampf von t Temperatur enthalten sind, sich nach Regnault aus der Formel berechnen lässt:

$$q\,(606{,}5 + 0{,}305\,t).$$

Bezeichnet nun t_1 die Temperatur des Condensationswassers (Einspritzwassers) und t_2 die Temperatur des Gemenges nach der Condensation, sowie q das Gewicht des erforderlichen kalten Wassers, so lässt sich unter der Voraussetzung, dass durch die Mengung keine der ursprünglich vorhandenen Wärme verloren geht, die Gleichung bilden:

$$q\,(606{,}5 + 0{,}305\,t) + q_1 t_1 = t_2\,(q + q_1),$$

woraus folgt:

$$q_1 = q\,\frac{606{,}5 + 0{,}305\,t - t_2}{t_2 - t_1}.$$

Zeuner in der 2. Auflage seiner mechanischen Wärmetheorie S. 390 räth, dass man die betreffenden Rechnungen statt mit letzterer Formel mit der hier folgenden vornehmen, erstere überhaupt verlassen solle. Nach Zeuner ist nämlich (als genau genug) zu setzen:

$$q_1 = q \cdot \frac{t - t_2 + \varrho + Apu}{t_2 - t_1}.$$

Hier bezeichnet ϱ die innere latente Wärme des gesättigten Dampfes und p die Pressung desselben pro Flächeneinheit, u die Differenz des Volumens der Gewichtseinheit des Dampfes und des Wassers, woraus ersterer gebildet wird, also pu die von diesem Dampfe verrichtete Arbeit und folglich Apu die Wärmemenge, welche bei der Dampfbildung in Arbeit verwandelt wird, sobald $A = \frac{1}{425}$ das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit nach S. 272 ist.

Als Beispiel lösen wir folgende Aufgabe:

Welches Gewicht kalten Wassers von 12 Grad Temperatur ist zur Condensation bei einer Dampfmaschine erforderlich, welche pro Secunde 0,2 Cubikmeter Dampf von 4 Atmosphären Spannung (Ueberdruck) verbraucht, wenn die Temperatur des Gemenges nach der Condensation nicht mehr als 46,21 Grad (0,1 Atmosphäre) betragen soll?

Hier ist nach folgender (Seite 564) von Zeuner berechneten Tabelle $t = 144^\circ$, $t_1 = 12^\circ$, $t_2 = 46^\circ{,}21$ und q, weil nach derselben Tabelle der Cubikmeter Dampf von 4 Atmosphären Spannung ein Gewicht von 2,237 Kilogr. hat, $q = 0{,}2 \,.\, 2{,}237 = 0{,}45$ Kilogr. (rund gerechnet).

Aus Regnault's Formel findet man zuerst allgemein:

Vorwärmer. — Dampf, welcher aus einer Maschine entweicht, auf deren Kolben er eine gewisse mechanische Arbeit übertragen hat, besitzt zwar nicht mehr seine anfängliche Expansivkraft, jedoch fast sämmtliche Wärme, welche zu seiner Bildung erforderlich war. Verwendet man daher nur einen Theil dieser Wärme zum Vorwärmen des Kesselspeisewassers, so lässt sich leicht dessen Temperatur auf 100 Grad und mehr bringen.

Zu derartiger Benutzung der abgehenden Dämpfe bei Hochdruckmaschinen verwendet man Apparate, welche Vorwärmer genannt werden. Entweder sind diese Vorwärmer so angeordnet, dass der abgehende Dampf mehr oder weniger direct mit dem kalten Wasser in Berührung gebracht wird [1]), oder dass man

$$q_1 = q \cdot \frac{606{,}5 + 0{,}305 \, . \, 144 - 46{,}21}{46{,}21 - 12{,}0} = 17{,}66 \, . \, q,$$

d. h. man bedarf, dem Gewichte nach, $17\frac{2}{3}$ Mal so viel Wasser zum Condensiren wie zum Dampfmachen.

Für unseren speciellen Fall werden also pro Secunde erforderlich:

$$q = 17{,}66 \, . \, 0{,}45 = 7{,}95 \text{ Kilogr. Wasser}$$

von 12 Grad Temperatur.

Die betreffende Zeuner'sche Formel liefert nachstehenden Werth, da nach der Tabelle $t = 144^0$; $t_2 = 46^0{,}21$; $t_1 = 12^0$; $\varrho = 461{,}33$ und $A p u = 43{,}488$ ist:

$$q_1 = q \cdot \frac{144 - 46{,}21 + 461{,}53 + 43{,}488}{46{,}21 - 12},$$

d. i. $q_1 = 17{,}55 \, . \, q$

Da zur Bildung des Dampfes von 144° Temperatur circa 651 Wärmeeinheiten erforderlich sind, so lässt sich gleichzeitig bestimmen, welches Gewichtsquantum solchen Wasserdampfes durch das Verbrennen von 1 Kilogramm Brennmaterial erzeugt werden kann, sobald man nur die Heizkraft oder die Menge von Wärmeeinheiten kennt, welche letzteres zu entwickeln vermag. Hierzu dient folgende kleine Tabelle:

Brennmaterial.	Reine Koks.	Steinkohlen.			Holz (lufttrocken).	Torf.	
		. Sorte.	2. Sorte.	3. Sorte.		. Sorte.	2. Sorte.
Heizkraft . .	7050	7050	6345	5932	2945	3000	1500

Wird also im vorliegenden speciellen Falle Steinkohle erster Qualität als Brennmaterial benutzt und rechnet man für die Verbrennung bei gewöhnlichen Dampfkesselfeuerungen nur $\frac{2}{3}$ der Wärmeeinheiten vorstehender Tabelle, so müsste man bei sonst guten Ausführungen durch das Verbrennen von 1 Kilogr. ein Gewicht von 7,2 Kilogr. $\left(= \frac{2}{3} \, \frac{7050}{651}\right)$ Wasser in Dampf von 4 Atmosphären Spannung verwandeln können. Auch folgt zugleich, dass das Allerhöchste, was zu erreichen sein würde, 10,82 Kilogr. $\left(= \frac{7050}{651}\right)$ ist, oder es könnte durch die Gewichtseinheit Steinkohle im äussersten (theoretischen) Falle das 10fache Gewicht Wasser verdampft werden.

1) Péclet, Traité de la chaleur, Tom. II, 1860, §. 1042, und Bulletin d'encouragement, 59e Année, 1860, P. 65, Pl. 187.

Tabelle für gesättigte

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
Dampfspannung.									
In Atmosphären.	In Millimeter Quecksilbersäule.	In Kilogrammen pro Quadratmeter. p	Temperatur (Celsius). t	Wärmemenge, die bei der Bildung in Arbeit verwandelt wird. Apu	Dampfwärme. J	Innere latente Wärme. ϱ	Werthe von u	Volumen von 1 Kilogramm Dampf. v Cubikm.	Dichtigkeit. Gewicht von 1 Cubikmeter. γ Kilogr.
0,1	76	1033,4	46,21	35,349	584,16	538,61	14,5034	14,5044	0,069
0,2	152	2066,8	60,45	36,679	587,50	527,38	7,5246	7,5256	0,133
0,3	228	3100,2	69,49	37,493	589,61	520,26	5.1278	5,1288	0,195
0,4	304	4183,6	76,25	38,089	591,20	514,93	3,9069	3,9079	0,256
0,5	380	5167,0	81,71	38,562	592.48	510,63	3,1644	3,1654	0,316
0,6	456	6200,4	86,32	38,954	593,56	506,99	2,6638	2,6648	0,375
0,7	532	7233,8	90,32	39,292	594,49	503,84	2,3030	2,3040	0,434
0,8	608	8267,2	93,88	39,589	595,33	501,03	2,0304	2,0314	0,492
0,9	684	9300,6	97,08	39,853	596,08	498,51	1,8168	1,8178	0,550
1,0	760	10334,0	100,00	40,092	596,76	496,21	1,6450	1,6460	0,607
1,1	836	11367,4	102,68	40,310	597,39	494,10	1,5036	1,5046	0,665
1,2	912	12400,8	105,17	40.512	597,97	492,13	1,3851	1,3861	0,722
1,3	988	13434,2	107,50	40,699	598,52	490,30	1,2845	1,2855	0,778
1,4	1064	14467,6	109,68	40,873	599,03	488,58	1,1978	1,1988	0,834
1,5	1140	15501,0	111,74	41,036	599,51	486,96	1,1225	1,1235	0,890
1,6	1216	16534,4	113,69	41,190	599,97	485,42	1,0563	1,0573	0,946
1,7	1292	17567,8	115,54	41,336	600,40	483,96	0,9976	0,9986	1,001
1,8	1368	18601,2	117,30	41,473	600,81	482,57	0,9453	0,9463	1,057
1,9	1444	19634,6	118,99	41,605	601,21	481,24	0,8984	0,8994	1,112
2,0	1520	20668,0	120,60	41,730	601,58	479,97	0,8561	0,8571	1,167
2,1	1596	21701,4	122,15	41,849	601,95	478,75	0,8176	0,8186	1,222
2,2	1672	22734,8	123,64	41,964	602,30	477,58	0,7826	0,7836	1,276
2,3	1748	23768,2	125,07	42,073	602,63	476,45	0,7505	0,7515	1,331
2,4	1824	24801,6	126,46	42,180	602,96	475,35	0,7211	0,7221	1,385
2,5	1900	25835,0	127,80	42,282	603.27	474,30	0,6939	0,6949	1,439
2,6	1976	26868,4	129,10	42,380	603,57	473,27	0,6688	0,6698	1,493
2,7	2052	27901.8	130,35	42,475	603,87	472,29	0,6454	0,6464	1,547
2,8	2128	28935,2	131,57	42,567	604,15	471,33	0,6237	0,6247	1,601
2,9	2204	29968,6	132,76	42,656	604,43	470,39	0,6035	0,6045	1,654
3,0	2280	31002,0	133,91	42,742	604,70	469,48	0,5846	0,5856	1,708
3,1	2356	32035,4	135,03	42,826	604.96	468,60	0.5668	0,5678	1,761
3,2	2432	33068,8	136,12	42,907	605,22	467,74	0,5501	0,5511	1,814
3,3	2508	34102,2	137,19	42,987	605,47	466,90	0,5345	0,5355	1,867
3,4	2584	35135,6	138,23	43,064	605,71	466,08	0,5197	0,5207	1,920
3,5	2660	36169,0	139.24	43,139	605,95	465,27	0,5057	0,5067	1,973
3,6	2736	37202,4	140,23	43,212	606,18	464,50	0,4925	0,4935	2,026
3,7	2812	38235,8	141,21	43,284	606,41	463,73	0,4800	0,4810	2,079
3,8	2888	39269,2	142,15	43,353	606,63	462,99	0,4681	0,4691	2,132
3,9	2964	40302,6	143,08	43,421	606,85	462,25	0,4568	0,4578	2,184
4,0	3040	41336,0	144,00	43,488	607,06	461,53	0,4461	0,4471	2,237
4,1	3116	42369,4	144,89	43,553	607,27	460,83	0,4358	0,4368	2,289
4,2	3192	43402,8	145,76	43,617	607,48	460,14	0.4261	0,4271	2,341
4,3	3268	44436,2	146,61	43,678	607,68	459,47	0,4168	0,4178	2,393
4,4	3344	45469,6	147,46	43,740	607,87	458,80	0,4079	0,4089	2,446
4,5	3420	46503,0	148,29	43,800	608,07	458,15	0,3993	0,4003	2,498
4,6	3496	47536,4	149,10	43,859	608,26	457,51	0,3912	0,3922	2,550
4,7	3572	48569,8	149,90	43,916	608,45	456,88	0,3834	0,3844	2,602
4,8	3648	49603,2	150,69	43,973	608,63	456,26	0,3759	0,3769	2,653
4,9	3724	50636,6	1[illegible],46	44,028	608,81	455,65	0,3687	0,3697	2,705

*) Zeuner in der Schweizer polytechn. Zeitschrift, Jahrg. 1863 (Bd. VIII), S. 1.

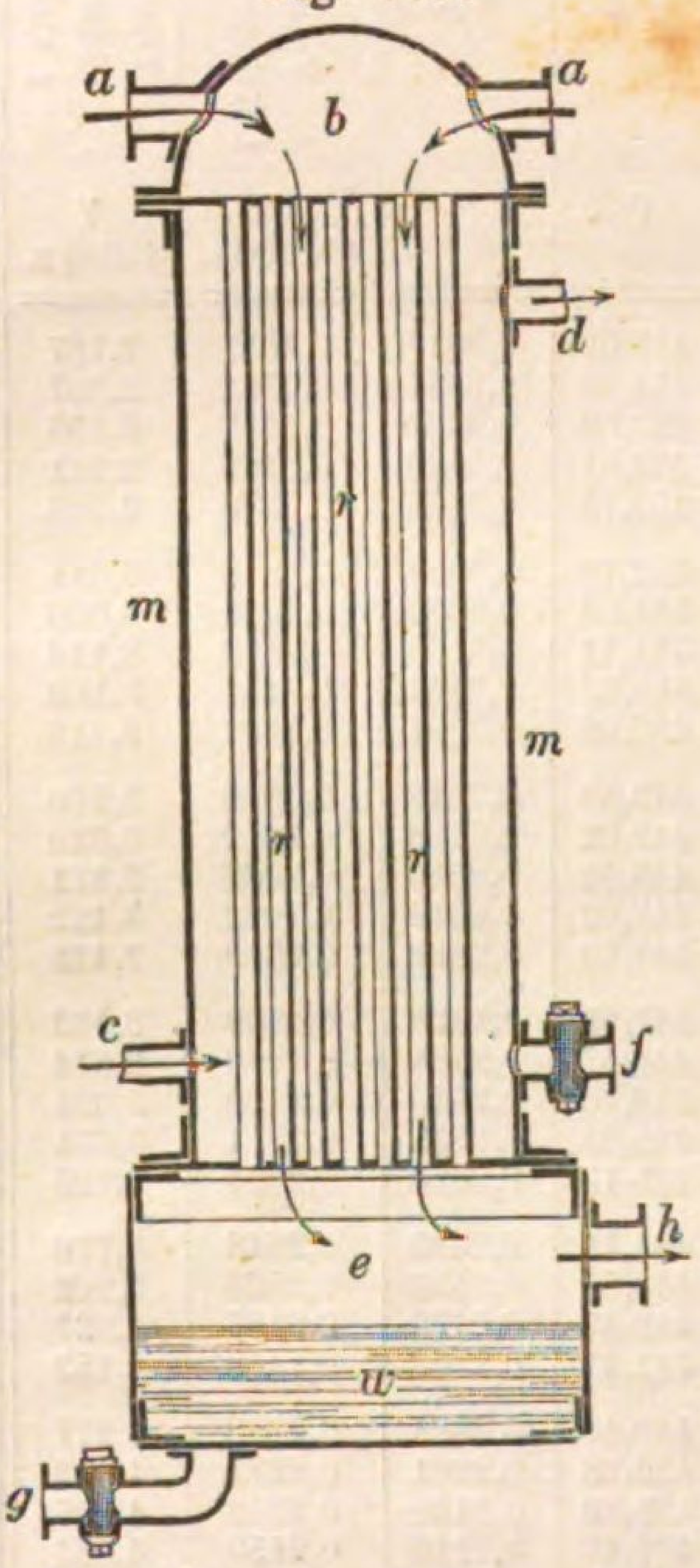
Wasserdämpfe *).

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
Dampfspannung.									
In Atmosphären.	In Millimeter Quecksilbersäule.	In Kilogrammen pro Quadratmeter.	Temperatur (Celsius).	Wärmemenge, die bei der Bildung in Arbeit verwandelt wird.	Dampfwärme.	Innere latente Wärme.	Werthe von	Volumen von 1 Kilogramm Dampf.	Dichtigkeit. Gewicht von 1 Cubikmeter.
		p	t	Apu	J	ϱ	u	v Cubikm.	γ Kilogr.
5,0	3800	51670,0	152,22	44,083	608,99	455,05	0,3617	0,3627	2,757
5,1	3876	52703,4	152,97	44,137	609,16	454,46	0,3551	0,3561	2,807
5,2	3952	53736,8	153,70	44,189	609,34	453,88	0,3487	0,3497	2,859
5,3	4028	54770,2	154,43	44,241	609,51	453,31	0,3425	0,3435	2,911
5,4	4104	55803,6	155,14	44,291	609,67	452,75	0,3365	0,3375	2,963
5,5	4180	56837,0	155,85	44,342	609,84	452,19	0,3308	0,3318	3,014
5,6	4256	57870,4	156,54	44,391	610,00	451,64	0,3252	0,3262	3,066
5,7	4332	58903,8	157,22	44,439	610,16	451,11	0,3199	0,3209	3,116
5,8	4408	59937,2	157,90	44,487	610,32	450,57	0,3147	0,3157	3,168
5,9	4484	60970,6	158,56	44,534	610,47	450,05	0,3097	0,3107	3,219
6,0	4560	62004,0	159,22	44,580	610,63	449,53	0,3048	0,3058	3,270
6,1	4636	63037,4	159,87	44,626	610,78	449,02	0,3002	0,3012	3,320
6,2	4712	64070,8	160,50	44,670	610,93	448,52	0,2956	0,2966	3,371
6,3	4788	65104,2	161,14	44,715	611,08	448,02	0,2912	0,2922	3,422
6,4	4864	66137,6	161,76	44,759	611,22	447,53	0,2869	0,2879	3,472
6,5	4940	67171,0	162,37	44,801	611,37	447,05	0,2828	0,2838	3,523
6,6	5016	68204,4	162,98	44,844	611,51	446,57	0,2788	0,2798	3,574
6,7	5092	69237,8	163,58	44,886	611,65	446,10	0,2749	0,2759	3,624
6,8	5168	70271,2	164,18	44,928	611,79	445,62	0,2711	0,2721	3,674
6,9	5244	71304,6	164,76	44,968	611,93	445,17	0,2674	0,2684	3,725
7,00	5320	72338,0	165,34	45,008	612,06	444,71	0,2638	0,2648	3,776
7,25	5510	74921,5	166,77	45,108	612,40	443,58	0,2553	0,2563	3,902
7,50	5700	77505,0	168,15	45,203	612,72	442,49	0,2473	0,2483	4,027
7,75	5890	80088,5	169,50	45,296	613,04	441,43	0,2398	0,2408	4,152
8,00	6080	82672,0	170,81	45,386	613,34	440,40	0,2328	0,2338	4,277
8,25	6270	85255,5	172,10	45,475	613,64	439,38	0,2261	0,2271	4,403
8,50	6460	87839,0	173,35	45,560	613,94	438,39	0,2199	0,2209	4,527
8,75	6650	90422,5	174,57	45,643	614,22	437,43	0,2140	0,2150	4,651
9,00	6840	93006,0	175,77	45,725	614,50	436,49	0,2084	0,2094	4,775
9,25	7030	95589,5	176,94	45,804	614,78	435,56	0,2032	0,2042	4,897
9,50	7220	98173,0	178,08	45,881	615,05	434,67	0,1981	0,1991	5,023
9,75	7410	100756,5	179,21	45,957	615,31	433,78	0,1934	0,1944	5,144
10,00	7600	103340,0	180,31	46,031	615,57	432,91	0,1889	0,1899	5,266
10,25	7790	105923,5	181,38	46,103	615,82	432,07	0,1845	0,1855	5,391
10,50	7980	108507,0	182,44	46,174	616,07	431,23	0,1804	0,1814	5,513
10,75	8170	111090,5	183,48	46,243	616,42	430,41	0,1765	0,1775	5,634
11,00	8360	113674,0	184,50	46,311	616,55	429,61	0,1727	0,1737	5,757
11,25	8550	116257,5	185,51	46,379	616,79	428,81	0,1691	0,1701	5,879
11,50	8740	118841,0	186,49	46,444	617,01	428,04	0,1657	0,1667	5,998
11,75	8930	121424,5	187,46	46,508	617,34	427,27	0,1624	0,1634	6,120
12,00	9120	124008,0	188,41	46,571	617,46	426,52	0,1592	0,1602	6,242
12,25	9310	126591,5	189,35	46,633	617,68	425,78	0,1562	0,1572	6,361
12,50	9500	129175,0	190,27	46,693	617,90	425,06	0,1533	0,1543	6,481
12,75	9690	131758,5	191,18	46,753	618,11	424,34	0,1504	0,1514	6,605
13,00	9880	134342,0	192,08	46,812	618,32	423,63	0,1477	0,1487	6,725
13,25	10070	136925,5	192,96	46,869	618,53	422,94	0,1451	0,1461	6,845
13,50	10260	139509,0	193,83	46,926	618,73	422,25	0,1426	0,1436	6,964
13,75	10450	142092,5	194,69	46,982	618,94	421,59	0,1402	0,1412	7,082
14,00	10640	144676,0	195,53	47,037	619,14	420,91	0,1378	0,1388	7,205

das Princip der Oberflächen-Condensatoren in Anwendung bringt, d. h. vom Dampfe ein System dünner Röhren umspielen lässt, durch welche eine Druckpumpe das Wasser treibt[1]).

Eine viel benutzte von Belly und Chevallier in Lyon[2]) zuerst angegebene Anordnung letzterer Art ist Fig. 375 im Verticaldurchschnitte dargestellt. Der von der Maschine abgehende Dampf tritt durch die Röhren *aa* in eine halbkugelförmige Kammer *b* und von hier durch Röhren *rr* (gewöhnlich 10 bis 15 Millimeter weit) in ein Reservoir *e*, worin sich das condensirte Wasser *w* sammelt. Aus letzterem strömt der nicht condensirte Dampf durch ein Rohr *h* ab. Das zur Kesselspeisung bestimmte kalte Wasser tritt bei *c* in das Gefäss *mm* und umspielt die Röhren *rr*, bis es von *d* aus nach dem Kessel geleitet wird. *f* und *g* sind mit Hähnen versehene Rohrstutzen zum Ablassen angesammelten Wassers. Nach unserer Quelle dient für eine 30pferdige Dampfmaschine ein solcher Apparat, wobei das Gefäss *mm* 60 bis 70 Centimeter Durchmesser hat und die Zahl der durchgehenden dünnen Röhren 500 beträgt. Behauptet wird, dass man mittelst dieses Apparates 25 bis 30 Procent (?) Brennmaterial ersparen könne.

Fig. 375.



In neuester Zeit wird viel Lob einem Wasservorwärmeapparat für Dampfkessel ertheilt, welchen sich bereits im Jahre 1845 der Engländer Green in York patentiren liess[3]) und der sich namentlich für Dampfkessel zu empfehlen scheint, deren Maschinen nicht unter 25 bis 30 Pferdekräfte entwickeln.

Wie der Längendurchschnitt des Green'schen Apparates „Economiser" genannt, in Fig. 376 erkennen lässt, wird derselbe zwischen dem Schornsteine und den Zügen des Dampfkessels eingeschaltet, so dass die abziehenden Verbrennungsproducte zum Vorwärmen des Kesselspeisewassers nutzbar gemacht werden. Unsere Skizze bezieht sich mit ihren Dimensionen auf die bereits Seite 21 erwähnte Hannoversche Baumwoll-Spinnerei in Linden, woselbst der Green'sche Vorwärmer *g* sogenannte Fairbairn-Dampf-

Henkel's Apparat zum Vorwärmen des Speisewassers und gleichzeitig um letzteres von Bestandtheilen zu befreien, welche Kesselsteine bilden können, findet sich beschrieben und abgebildet in Schmidt's Fortschritten in der Construction der Dampfmaschine, S. 92.

1) Le Blanc, Recueil, Part. III, Pl. 13. — Génie industriel, 1854, P. 128, und ebendas., P. 143. — Dingler's Polytech. Journal, Bd. 135, 1855, S. 15.

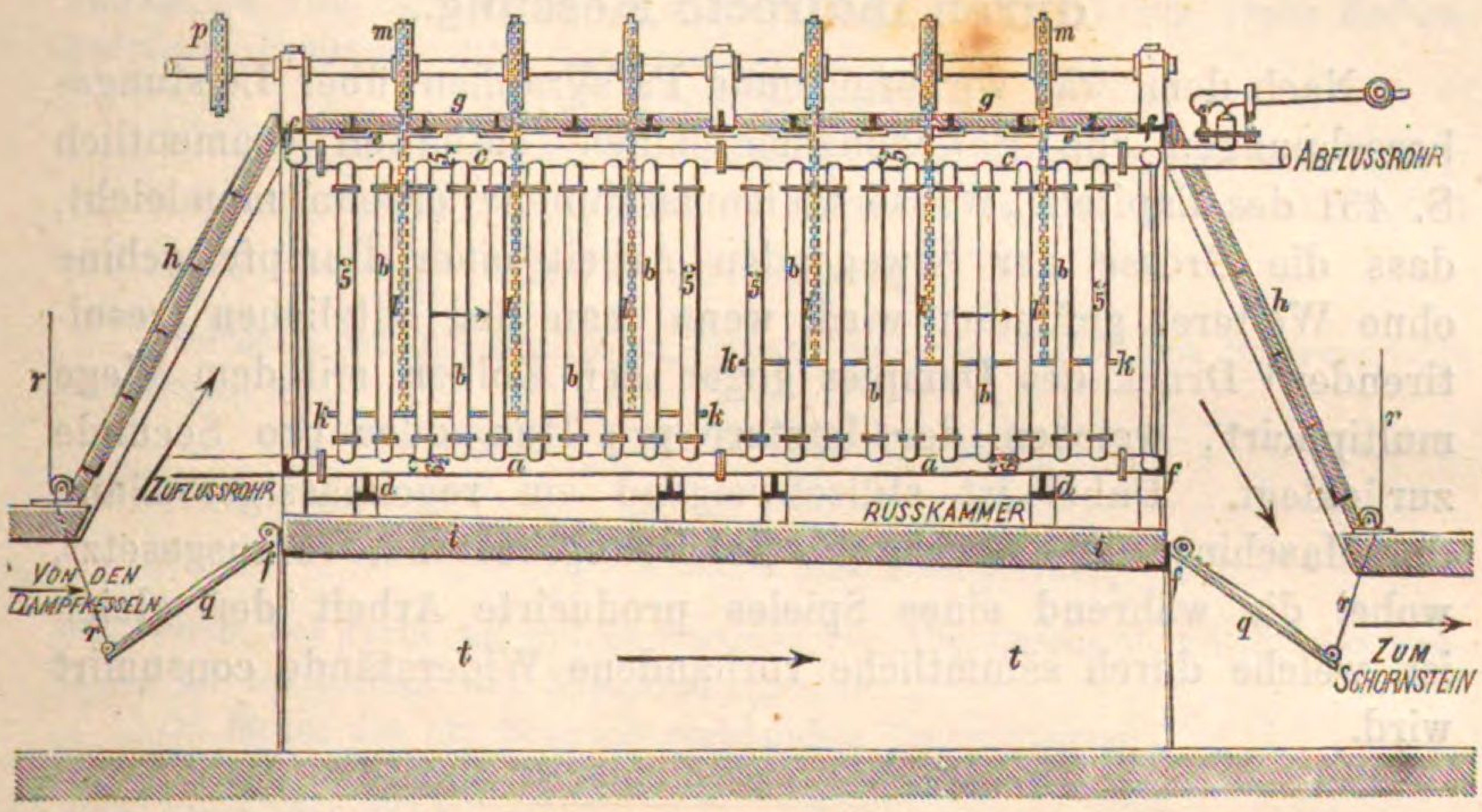
2) Armengaud, Le Génie industriel, Tome XII, P. 42, unter der Ueberschrift „Régénerateur de Vapeur."

3) Patent Specification, Nr. 10986 von 1848.

kessel (jeder von 30 Fuss englisch Länge und 7 Fuss Durchmesser) mit Wasser versorgt, was gewöhnlich auf 75 Grad Celsius vorgewärmt wird.

Dieser Apparat besteht zuerst aus 10 Reihen horizontal liegender gusseiserner Röhren *a* von je $5\frac{1}{2}$ Zoll engl. innerem Durchmesser und 20 Fuss Länge. Mit diesen communiciren 200 Stück Verticalröhren *bb*, jede von 6 Fuss Länge und 4 Zoll innerem Durchmesser, deren obere Enden in aber-

Fig. 376.



mals 10 Röhren *cc* von je 20 Fuss Länge und 4 Zoll innerem Durchmesser münden. Zufluss- und Abflussrohr des Speisewassers sind in der Abbildung hinlänglich hervorgehoben, sowie auch die gusseisernen Tragbalken *dd* für das Röhrensystem und die ebenfalls gusseisernen Träger *ee* und *ff* zum Verbande des dünnen Mauerwerkes *gg* und endlich die Deckplatten *hh* keine besondere Erklärung bedürfen.

Um die Verticalröhren von Zeit zu Zeit russfrei zu machen, sind Kratzen (Scrapers) in der Gestalt von in Rahmen *kk* ausgespannten Drahtnetzen vorhanden, in welchen entsprechend grosse Oeffnungen die Verticalröhren *bb* zwischen sich hindurch treten lassen. Die Rahmen *kk* hängen an Ketten *ll*, welche über geeignete Scheiben *mm* laufen und von *p* aus zeitweise durch Menschenhand oder durch die vorhandene Dampfmaschine auf- und abgezogen werden können. *qq* sind Thüren oder Klappen, welche durch Ketten *rr* entsprechend bewegt werden können und den Zweck haben, entweder den Kanal *t* zu schliessen, wenn die Verbrennungsproducte durch den Vorwärmer ziehen sollen, oder diesen Gasen den Weg durch den Wärmeapparat abzuschneiden, wenn man ihn ausser Thätigkeit setzen will.

Sorgfältige mit grosser Gewissenhaftigkeit angestellte Versuche in der erwähnten Lindener Baumwollspinnerei, worüber der Verfasser in der unten citirten Quelle [1]) berichtet, haben bei Anwendung des **Green'schen** Vorwärmers einen Gewinn von 13 Procent Steinkohlen ergeben. Nach diesen zu-

1) Mittheilungen des hannoverschen Gewerbe-Vereins, Jahrg. 1867, S. 51.

friedenstellenden Resultaten sah sich nachher auch die grosse Lindener mechanische (Velvet, Molskin etc.) Weberei veranlasst, zwei Green'sche Vorwärmer aus England zu beziehen [1]).

§. 98.

Leistungsbestimmung der Dampfmaschinen durch indirecte Messung.

Nach dem, was vorhergehende Paragraphen über Leistungsberechnungen von Bewegungsmaschinen enthalten (namentlich S. 431 des Capitels „Wassersäulenmaschinen") erkennt man leicht, dass die Grösse der bewegenden Arbeit einer Dampfmaschine ohne Weiteres gefunden wird, wenn man den nützlichen (resultirenden) Druck des Dampfes gegen den Kolben mit dem Wege multiplicirt, welchen der letztere pro Hub oder pro Secunde zurücklegt. Dabei ist stillschweigend ein regelmässiger Gang der Maschine, der sogenannte Beharrungszustand, vorausgesetzt, wobei die während eines Spieles producirte Arbeit der gleich ist, welche durch sämmtliche vorhandene Widerstände consumirt wird.

1) Einfachere Vorwärmer, ohne ein System von Wasserrohr zu erfordern, werden in nachbemerkten Quellen beschrieben und durch Abbildungen erläutert:

a) Ein Vorwärmapparat von Legris & Choisy (in Armengaud's Génie industriel, Tome VII, 1854, P. 69). Der verbrauchte Dampf tritt hier in ein erweitertes Ausblaserohr, in welchem Raum eine giesskannenartige Brause das kalte Wasser spritzt. Der Zufluss des kalten Wassers wird durch einen Schwimmer regulirt, der sich in einem grösseren Gefässe befindet, aus welchem das Saugrohr der Speisepumpe das Wasser entnimmt.

b) Ein Vorwärmer für sogenannte kleine Betriebe wird von Dr. Knövenagel in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure (Jahrg. 1872, S. 597) als sich bewährend beschrieben, während sich derselbe auch abgebildet (jedoch ohne Quellenangabe in Böttcher's Bearbeitung der Bernoulli'schen Dampfmaschinenlehre von 1865, S. 204) vorfindet. Hier wird aus einem horizontalen (dünnen) Rohre, welches am Umfange mit vielen kleinen Löchern ausgestattet ist, das kalte Wasser in feinen Strahlen in einen Kasten gespritzt, in welchem das Dampfausblaserohr mündet.

c) Weisbach in seiner Ingenieur-Mechanik (4. Auflage) Bd. 2, S. 402 beschreibt (ebenfalls ohne Angabe der Quelle) einen Vorwärmer, in welchem das Speisewasser in dünnen Schichten auf horizontalen Platten hinläuft und nach und nach von der einen zur anderen herabfliesst. Auf diesen Platten (Rieselplatten genannt) schlägt sich zugleich bei unreinem Wasser viel Kesselstein nieder. Als neuester (Platten- oder Teller-) Vorwärmer dieser Art gilt der von Daelen & Burg, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1875, S. 293.

Beträgt z. B. der Durchmesser des Dampfkolbens für einen bestimmten Fall (auf den wir später zurückkommen werden) 0,248 Meter, der Hub desselben 0,534 Meter, übt ferner der Dampf im Cylinder pro Quadratmeter einen mittleren Druck von 33400 Kilogr. (also von $\frac{33400}{10330} = 3{,}233$ Atmosphären) aus, während die Grösse der schädlichen Widerstände (der ohne Condensation arbeitenden Maschine) 15000 Kilogr. [1]), also der resultirende Druck 18400 Kilogr. beträgt, so wird der Kolben mit einer Nutzkraft fortgeschoben (beim Kolbenquerdurchschnitt = 0,0483 Quadratmeter), die gleich ist:

$$18400 \,.\, 0{,}0483 = 888{,}72 \text{ Kilogr.}$$

Erfolgen ferner pro Minute 132 einfache Kolbenspiele (66 Schwungradumgänge), so bewegt sich der Kolben mit einer (mittleren) Geschwindigkeit pro Secunde von $\frac{132}{60} \,.\, 0{,}524 = 1{,}175$ Metern.

Hiernach ist die Nutzarbeit, welche auf die Welle des Schwungrades übertragen wird:

$$888{,}72 \,.\, 1{,}175 = 1045 \text{ Meterkilogr.}$$

oder gleich

$$\frac{1045}{75} = 13{,}93 \text{ Maschinenpferden,}$$

ein Werth, der recht gut mit Bremsversuchen übereinstimmt, welche der Verfasser an der betreffenden Maschine anstellte.

Da ferner das pro Secunde verbrauchte Dampfvolumen

$$0{,}0483 \,.\, 1{,}175 = 0{,}0568 \text{ Cubikmeter beträgt,}$$

oder mit Beachtung des Verlustes durch schädliche Räume:

$$1{,}050 \,.\, 0{,}0568 = 0{,}060 \text{ Cubikmeter,}$$

ein Cubikmeter dieses Dampfes aber 1,814 Kilogr. (nach der Zeuner'schen Tabelle) wiegt, so besitzt der pro Secunde benutzte Dampf ein Gewicht von 0,1088 Kilogrammen [2]).

1) Nach Redtenbacher's Resultaten für den Maschinenbau abgeschätzt.

2) Für Diejenigen, denen Redtenbacher's Resultate nicht zur Hand sind, setzen wir die betreffenden Formeln (für Hochdruckmaschinen ohne Condensation und ohne Expansion) hierher, worin O der Querschnitt des Dampfkolbens in Quadratmetern, und v die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens in Metern ist, ferner p den Dampfdruck im Cylinder in Kilogrammen pro Quadratmeter, r den schädlichen Widerstand auf dieselbe Fläche $\alpha + \beta p$ die Dichte des Dampfes (Gewicht eines Cubikmeters), t die Temperatur des Dampfes, sowie endlich $m = 0{,}05$ der Coefficient für den schädlichen Raum gesetzt ist und N_n (wie S. 478) die Zahl der Nutzpferdekräfte und S die Dampfmenge in Kilogrammen pro Secunde bezeichnet.

$$75\, N_n = O v (p - r),$$

$$S = O v (1 + m)(\alpha + \beta p),$$

$$p = 10330\,(0{,}2847 + 0{,}0071531 \,.\, t)^5.$$

Dabei ist für Dämpfe von 1 bis 2 Atmosphären Spannkraft:

$$\alpha = 0{,}06295, \quad \beta = 0{,}000051,$$

und für Dämpfe von 2 bis 5 Atmosphären Spannkraft:

$$\alpha = 0{,}1427, \quad \beta = 0{,}0000473.$$

Pro Stunde macht also auch die (ohne Condensation arbeitende) Maschine ein Gewicht Wasser von

$$3600 \,.\, 0{,}1088 = 391{,}68 \text{ Kilogr. erforderlich,}$$

d. i. (wenn man der Sicherheit wegen 13 Pferde rechnet) $\frac{391{,}68}{13} = 30{,}13$ Kilogr.[1]) Wasser pro Stunde pro Pferdekraft.

Um die mechanische Arbeit derselben Maschine für den Fall zu berechnen, dass sie mit Absperrung (Expansion) arbeitet, bedient man sich am besten der Redtenbacher'schen Formeln. Für gegenwärtigen Fall, d. h. für eine Hochdruckmaschine mit Expansion und ohne Condensation, erhält man dann:

$$75\,N = O v \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right].$$

Hierin haben alle Buchstaben die bereits Seite 459 in Note 2 angegebenen Bedeutungen, während k das Verhältniss des Admissionsweges l_1 zum ganzen Kolbenschube l, also $k = \frac{l_1}{l}$, ferner $\frac{\alpha}{\beta} = 3017$ ist. Die hiernach unten ausgeführte Rechnung liefert die Zahl der vorhandenen Maschinenpferde $N = 10{,}193$[2]).

1) Reducirt man letzteren Werth auf englische Pfunde, wovon 2,043 zu einem Kilogramme gehören, so erhält man 58,429. Da ferner 62,5 solcher Pfunde gleich dem Gewichte eines englischen Cubikfusses Wasser sind, so bedarf man bei der fraglichen Maschine pro Stunde pro Pferdekraft $\frac{58{,}429}{62{,}5} = 0{,}93$ Cubikfuss Wasser.

Watt rechnete (nach Farey, S. 440) bei seinen Niederdruck-Dampfmaschinen pro Minute pro Pferd 33 Cubikfuss Dampf von Atmosphärenpressung, was nach der Tabelle S. 564 auf Wasser reducirt giebt:

$$\frac{33}{1646} \,.\, 60 = 1{,}20 \text{ Cubikfuss Wasser pro Stunde pro Pferdekraft.}$$

Hieraus haben manche Praktiker die Regel genommen, dass überhaupt pro Stunde pro Pferdekraft 1 Cubikfuss Wasser zum Verdampfen erforderlich sind.

Uebrigens garantirte Watt bei kleinen Maschinen pro Stunde pro Pferdekraft 10 bis 10½ Pfd. Steinkohlen, bei grösseren Maschinen jedoch nur 8 Pfd. als Brennmaterialverbrauch (Farey, a. a. O. P. 488 u. 515.)

2) Der Werth k ist je nach dem Expansionsverhältniss $\frac{l_1}{l}$ verschieden, nämlich:

k	0,958	0,846	0,685	0,568	0,535
$\frac{l_1}{l}$	¾	½	⅓	¼	⅕

Ferner ist:

$$S = O v \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\left(\alpha + \beta p\right)$$

Nimmt man nun das Verhältniss des Dampfkolbenquerschnitts O zum Quer-

Bei einem Bremsversuche, wobei die Maschine mit der Admission $= \frac{1}{2}$ arbeitete, ergab sich unter sonst gleichen Umständen eine Nutzarbeit von 9,5 Maschinenpferdekräften, d. i. $\frac{950}{1393} = 0{,}68$ oder 68 Procent der Arbeit, wenn die Maschine mit Volldampf benutzt wird.

Berechnet man hier wieder die zum Maschinenbetriebe erforderliche Wassermenge mit Hülfe der vorstehenden Redtenbacher'schen Formeln für S, so findet man pro Secunde 0,0538 Kilogr., pro Stunde also 193,68 Kilogr. Wasser, was pro Pferdekraft (statt 9,5 die in der Note ermittelte 10,64 angenommen) giebt: 18,20 Kilogr.

Aus dem Vergleiche dieser Werthe mit jenen, wo wir dieselbe Maschine ohne Expansion arbeitend voraussetzten, ergiebt sich jetzt, dass sie leistet:

ohne Absperrung

13,0 Pferde und pro Stunde pro Pferd 28,6 Kilogr. Wasser verbraucht,

mit halber Absperrung

10,193 Pferde und pro Stunde pro Pferd 19,02 Kilogr. Wasser verbraucht.

Während sich also im letzterem Falle die Nutzarbeit der Maschine nur

schnitte Ω der Dampfcanäle, also $\frac{O}{\Omega} = 20$, und $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{2}$, so erhält man nach einer Redtenbacher'schen Formel (durch Interpolation) für die schädlichen Widerstände pro Quadratmeter der Kolbenfläche $r = 14308{,}15$, folglich wegen $\frac{\alpha}{\beta} = 3017$ und $k = 0{,}846$:

$$75\, N = 0{,}0483 \,.\, 1{,}175\, [(3017 + 33400)\, 0{,}846 - (3017 + 14308{,}15)],$$

d. g.:

$$75\, N = 764{,}522.$$

also:

$$N = 10{,}193.$$

Dieser grössere Werth (statt 9,5 mit der Bremse) kommt jedenfalls daher, dass hier ein günstigeres Querschnittverhältniss $\frac{O}{\Omega}$ angenommen ist, als die Maschine in Wirklichkeit hat.

Die erforderliche Dampfmenge ergiebt sich wegen $Ov = 0{,}0568$, $\alpha + \beta p = 1{,}7521$, $\frac{l_1}{l} + m = 0{,}5 + 0{,}05 = 0{,}55$:

$$S = 0{,}0568 \,.\, 0{,}55 \,.\, 1{,}225 = 0{,}05384 \text{ Kilogr. pro Secunde},$$

pro Stunde also:

$$0{,}05384 \,.\, 3600 = 193{,}824 \text{ pro } 10{,}19 \text{ Pferde},$$

folglich pro Pferdekraft:

$$\frac{193{,}68}{10{,}190} = 19{,}02 \text{ Kil.} = 19{,}02 \,.\, 2{,}043 = 38{,}858 \text{ Pfd. engl.}$$

In englischen Cubikfussen ausgedrückt giebt dies:

$$\frac{38{,}858}{62{,}5} = 0{,}621.$$

d. i..

0,621 Cubikfuss pro Stunde pro Pferdekraft.

um 22 Procent vermindert, verringert sich der Wasserverbrauch und mithin der Brennmaterialaufwand um 33 Procent, woraus sich das Vortheilhafte der mit Absperrung (Expansion) arbeitenden Maschine ergiebt [1]).

1) Um hier wenigstens eine Idee von dem Rechnungsgange geben zu können, welchen man, nach den Lehren der mechanischen Wärmetheorie einzuschlagen hat, um die Arbeit einer Dampfmaschine durch Rechnung zu ermitteln, wurde oben eine Zeuner'sche Tabelle in grösserem Umfange mitgetheilt, als es, an gedachter Stelle, der unmittelbare Zweck nöthig machte. Vorher werde aber erwähnt, dass die vorstehende Redtenbacher'sche Berechnung auf der Annahme (Pambour's) beruht, dass der Dampf während der Expansion im gesättigten Zustande verbleibt, ohne seinen Aggregatzustand zu ändern. Diese Annahme ist jedoch, sowohl nach der mechanischen Wärmetheorie als noch besonders (namentlich von Hirn) angestellten Versuchen nicht richtig, vielmehr schlägt sich während der Expansion ein verhältnissmässig kleiner Theil des gesättigten oder nassen Dampfes zu Wasser nieder, sobald während der Expansion weder Dampfwärme nach aussen abgegeben, noch frischer Dampf von aussen zugeführt wird.

Unter Benutzung der bereits erwähnten Zeuner'schen Tabelle (S. 564), lässt sich aber die Arbeit einer Dampfmaschine, mit Beachtung des durch die Dampfcondensation entstehenden Verlustes in nachstehender Weise (natürlich nur angenähert) ausführen, wobei zum Studium des Gegenstandes immer wieder auf die bereits S. 531 citirten Werke Zeuner's und Grashoff's hingewiesen werden muss.

Correspondirend der Zeuner'schen Tabelle (die nachträglich zu bemerken, der schweizerischen Polytechn. Zeitung, Bd. VIII (1863 entlehnt wurde) stellen wir die Werthe des vorberechneten Beispieles nochmals in folgender Weise zusammen:

$$d = 0^{m},248 \qquad \frac{d^2\pi}{4} = 0^{Q.-m},0483$$

$$l = 0^{m},534 \qquad \frac{d^2\pi}{4}\, l = 0^{cm},0258$$

$$\frac{l_1}{l} = 0,50 \qquad {}^1/_2\left(\frac{d^2\pi}{4}\, l\right) = 0^{cm},0129.$$

Ferner:

Atmosphären	p	t	ϱ	v
3,2 (Admission)	$p_1 = 33068,8$	$t_1 = 136,12$	$\varrho_1 = 467,74$	$v_1 = 0,5511$
1,6 (Ende der Expansion)	$p_2 = 16534,4$	$t_2 = 113,69$	$\varrho_2 = 485,42$	$v_2 = 1,0573$
1,2 (Mittlerer Rückdruck)	$p_0 = 12400,8$	$t_0 = 105,17$	$\varrho_0 = 492,13$	$v_0 = 1,3861$

Die Arbeit $= \mathfrak{A}_1$ von x Kilogr. frischen Dampfes (die während der Admission einströmen) berechnet sich hier ohne Weiteres zu

$$\mathfrak{A}_1 = p_1 v_1 x,$$

§. 99.
Leistungsbestimmung der Dampfmaschinen durch directe Messung.

Statt der im vorigen Paragraphen erörterten Verfahrungsweisen, die Nutzarbeit oder Leistung einer Dampfmaschine zu bestimmen, ermittelt man solche für praktische Zwecke sehr gern mit Hülfe der bereits S. 220 bis mit S. 221 beschriebenen und durch Abbildung erläuterten Indicatoren, den sogenannten mittleren Dampfdruck im Cylinder und leitet hieraus die Leistung ab, oder man berechnet letztere direct aus dem Flächen-

wenn $v_1 . x$ das zugeführte Dampfvolumen und p_1 die Spannung des frischen Dampfes im Cylinder bezeichnet. Zuerst ergiebt sich:

$$x = \frac{0,0129}{0,5510} = 0,0234 \text{ Kilogr.}$$

Sodann erhält man das bei der Expansion übrig bleibende Dampfgewicht $= y$, zu $y = \frac{\varrho_1}{\varrho_2} x$, d. i. zu $y = \frac{467,74}{485,42} x = 0,964\ x$.

Weiter ergiebt sich das Gewicht der während der Expansion entstehenden (sich niederschlagenden) Wassermenge $= w$ zu:

$$w = x = y = x - 0,964\ .\ x = 0,036\ x.$$

Daher ist das Dampf- und Wasservolumen (zusammen $= \mathfrak{B}$) am Ende eines Hubes, das Volumen $= \mu$ eines Kilogramm Wassers $= 0,001$ Cubikmeter angenommen:

$$\mathfrak{B} = y v_2 + \mu w, \text{ d. i.}$$

$$\mathfrak{B} = [0,964\ .\ 1,0573\ .\ x + 0,001\ .\ 0,0360\ .\ x] = 1,0193\ .\ x.$$

Für die widerstehende Arbeit $= \mathfrak{A}_0$ des Gegendampfes erhält man sonach:

$$\mathfrak{A}_0 = p_0\ \mathfrak{B} = 12400,8\ .\ 1,0193\ .\ x.$$

Endlich ergiebt sich die Arbeit $= \mathfrak{A}_2$ des Dampfes während dessen Expansion (während der Absperrung), wenn man die specifische Wärme des Wassers (statt 1,0224) gleich der Einheit setzt:

$$\mathfrak{A}_2 = 425\ x\ (t_1 - t_2),$$

wenn man das Arbeitsäquivalent oder Wärmeeinheit (nach S. 272) 425^{mk} setzt, sowie ferner annimmt, dass zu Anfang der Expansion im Cylinder kein Wasser vorhanden ist. Dies giebt aber:

$$\mathfrak{A}_2 = 425\ .\ x\ (136,12 - 113,69) = 9532,74\ .\ x.$$

Ueberhaupt erhält man nun für die Gesammtleistung $= \mathfrak{A}$ der Dampfmaschine pro Hub:

$$\mathfrak{A} = \mathfrak{A}_1 + \mathfrak{A}_2 - \mathfrak{A}_0, \text{ d. i.:}$$

$$\mathfrak{A} = (18224,22 + 9532,75 - 12640,135)\ x$$

$$\mathfrak{A} = 15116,835\ .\ x, \text{ folglich, weil } x = 0,0234 \text{ Kilogr. ist:}$$

$$\mathfrak{A} = 15116,835\ .\ 0,0234 = 353,734^{mk}.$$

Demnach die Maschinenpferdekraft-Zahl $= N$ bei 66 Schwungradumläufen pro Minute:

$$N = \frac{2\ .\ 66\ .\ 353,734}{60\ .\ 75} = 10,37.$$

(Statt 10,193 nach Redtenbacher).

inhalte des Indicatordiagramms. Die in beiden Fällen gefundene Anzahl Maschinenpferdekräfte bezeichnet man gewöhnlich mit dem Namen Indicatorpferdekräfte.

Begreiflicher Weise ist die Zahl von Indicatorpferdekräften grösser als diejenige, welche wirklich als Nutzarbeit auf die Schwungradwelle übertragen wird und deren Grösse direct durch ein Bremsdynamometer gemessen werden kann, indem der vom Indicator angegebene Druck durch die schädlichen Widerstände noch merklich vermindert wird, ehe er als Nutzdruck im Umfange der Schwungradwelle auftreten kann [1]).

1) Bei den oben als Beispiel benutzten, mit Hochdruckmaschinen vom Verfasser angestellten Versuchen, wo gleichzeitig der Indicator an dem Cylinder der betreffenden Dampfmaschine und der Prony'sche Bremsdynamometer auf der Schwungradwelle derselben zum Messen angebracht war, ergaben sich nachstehende Werthe für die Indicatorpferdekräfte N_i und für die Bremspferdekräfte N_b :

Mittlerer Druck*)	30,31	37,64	34,12	35,13	35,51	36,82	33,63	32,25	24,0	Volldampf.
Kolbengeschwindigkeit**) . .	4,075	3,962	2,377	2,717	2,943	2,887	4,075	3,056	3,735	
N_i	15,91	15,54	10,45	12,29	13,46	13,69	17,65	12,69	11,55	
N_b	13,60	13,86	9,83	11,23	11,98	11,29	14,90	12,05	9,50	Halbe Füllung.
$\frac{N_b}{N_i}$	0,85	0,89	0,94	0,91	0,89	0,82	0,84	0,95	0,82	Verhältniss der Brems- und Indicator-Pferdekräfte.

*) In englischen Pfunden, pro Quadratzoll engl. aus dem Indicatordiagramme berechnet.

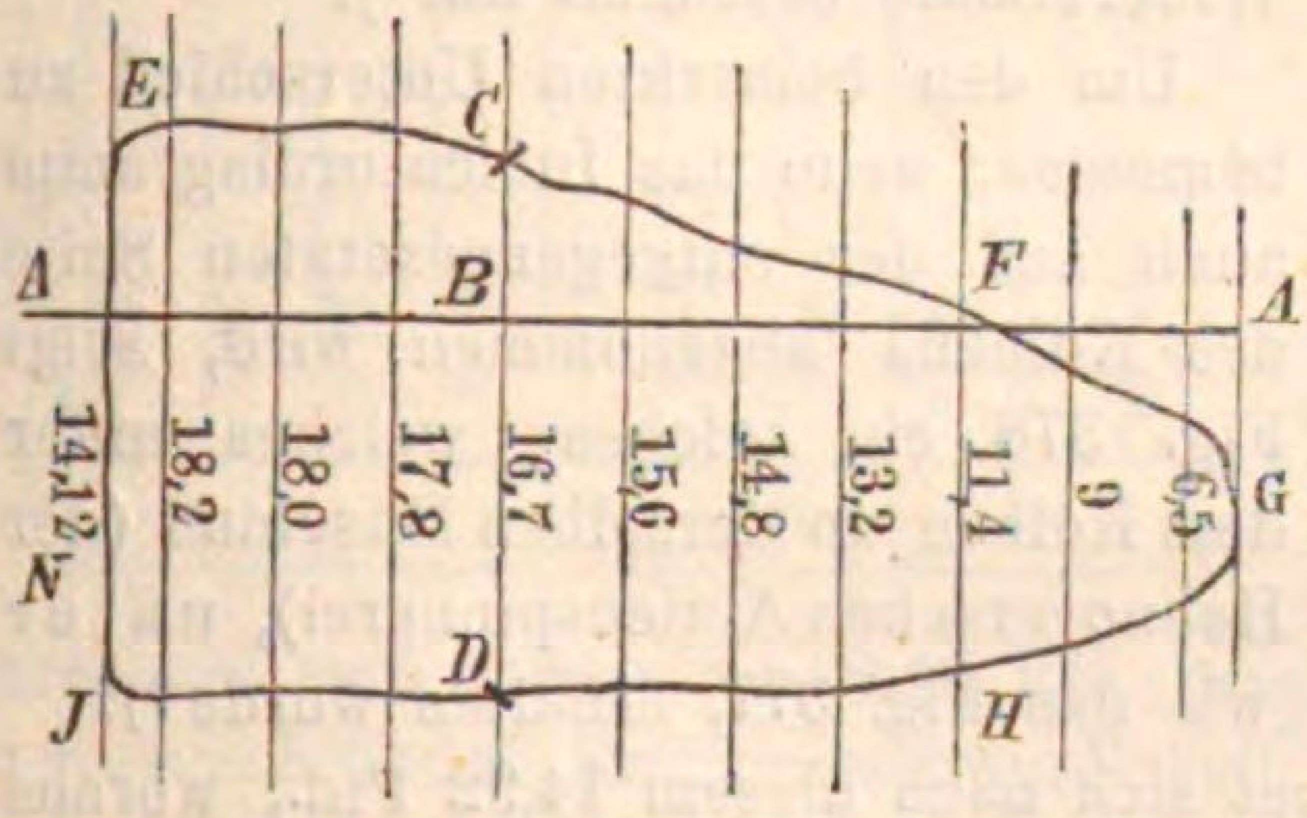
**) In englischen Fussen pro Secunde.

Eine allgemeine Regel über letzteres Verhältniss lässt sich hiernach nicht wohl aufstellen. Man sehe hierüber auch einen in den Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins. Jahrg. 1871, S. 35 veröffentlichten Aufsatz des Verfassers unter der Ueberschrift: „Ueber Schlick's Mechanismus zur Uebertragung des Kolbenhubes auf einen Dampfmaschinen-Indicator, so wie über das Verhältniss von Indicator und Brems- Pferdekräften. Das Neueste diesen Gegenstand Betreffende ist eine Arbeit des Professor Berndt in Chemnitz: „Ueber die Genauigkeit der Indicatordiagramme" in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Jahrg. 1875, S. 1.

Eine in der Hälfte wahrer Grösse gezeichnete Indicatorcurve, welche der grossen Balancierdampfmaschine (mit Condensation und Expansion arbeitend) der Hannoverschen Actien-Baumwollspinnerei und Weberei, und zwar der Deckelseite des stehenden Cylinders entnommen ist, zeigt Fig. 377, wobei AA die gerade Linie bezeichnet, welche der Bleistift des Indicators beschreibt, wenn der Dampfhahn J (Fig. 152) geschlossen ist, also die Mitte der Bleistifthülse d mit der Horizontale durch den Nullpunkt der Scala zusammenfällt.

Bei einiger Ueberlegung findet man nun bald, dass die Ordinaten der beschriebenen Curven über der Linie AA den Ueberdruck des Dampfes über die atmosphärische Pressung, dagegen die unter der Linie AA den Ueberdruck der Atmosphäre über die Dampfpressung im Cylinder darstellen.

Fig. 377.



Zugleich erkennt man, dass durch eine Beobachtung nur Drücke erhalten werden, welche auf derselben Seite des Kolbens stattfinden, was jedoch (bei doppeltwirkenden Dampfmaschinen) zu keinem erheblichen Fehler Veranlassung giebt, wie weiterhin durch Beispiele nachgewiesen werden soll.

Wird hiernach die Grösse einer beliebigen Ordinate $BC = x$, die von $BD = y$ gesetzt, bezeichnet ferner b den Atmosphärendruck, p den Dampfdruck im Cylinder über dem Kolben und p_1 den gleichzeitigen Druck unter demselben, so erhält man ohne Weiteres:

Ueberdruck des Dampfes im Cylinder über die Atmosphärenpressung $= p - b$,
Ueberdruck der Atmosphäre über die Dampfpressung im Cylinder $y = b - p_1$.

Da jedoch beides stets gleichzeitig stattfindet, so ergiebt sich der resultirende Nutzdruck:

$$p - p_1 = x + y = \overline{CD}$$

Berechnet man daher aus sämmtlichen Ordinaten (über und unter der Atmosphärenlinie) den Inhalt der ganzen Fläche $JECEGHD$ (nach der Simpson'schen Regel S. 282 in der Note), so stellt dieser Inhalt im verjüngten eigenthümlichen Maasse die vom Dampfe auf den Kolben übertragene Nutzarbeit dar. Dividirt man aber diesen Inhalt durch die grösste Länge NG des Diagramms (welche den Hub des Kolbens verjüngt darstellt), so ergiebt sich offenbar der sogenannte mittlere Dampfdruck gegen den Kolben, aus welchem die Arbeit ebenfalls berechnet werden kann.

Da die Scala uv (Fig. 151) des Indicators nach englischen Pfunden pro Quadratzoll englisch eingetheilt ist, so giebt das arithmetische Mittel aus den eingeschriebenen Werthen der zehn gemessenen Ordinaten ohne Weiteres den mittleren Dampfdruck auf die Flächeneinheit des Kolbens zu 14,12 Pfd. Da ferner der Kolben 42 Zoll Durchmesser, also 1385,44 Quadratzoll Inhalt hat, sein Hub 7 Fuss beträgt und die Schwungradwelle 24 Umgänge pro Minute macht, der Kolben also 5,6 Fuss Geschwindigkeit besitzt, so erhält man für die Anzahl der Indicatorpferdekräfte N_i:

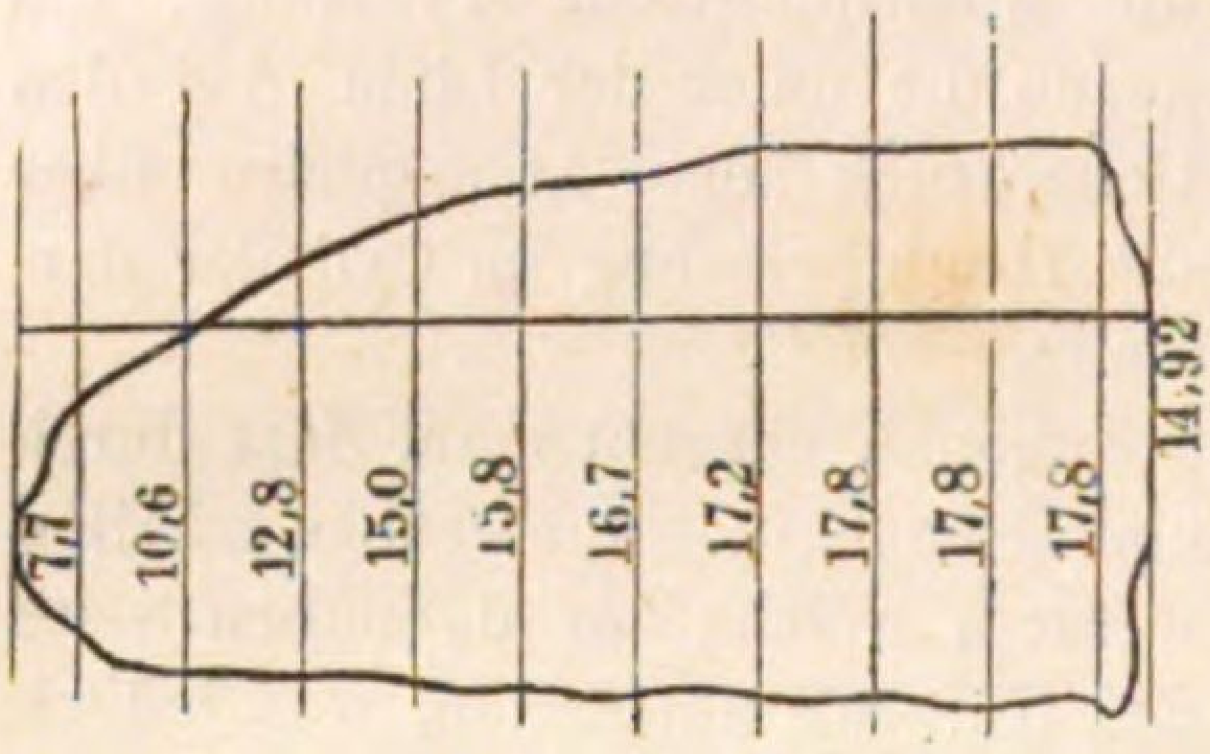
$$N_i = \frac{1385,44 \,.\, 14,12 \,.\, 5,6}{550} = 199,18.$$

Nimmt man im ungünstigsten Falle 0,8 als Reductionszahl dieser Pferdekräfte auf die am Umfange der Schwungradwelle entwickelten Nutzpferdekräfte N_n an, so ergiebt sich:

$$N_n = 0,8 \,.\, 199,18 = 159,34.$$

Begreiflicher Weise ist letzterer Werth nur als Annäherungsrechnung zu betrachten, so lange man den Reductionscoefficienten nicht durch Bremsversuche oder mit Hülfe der Redtenbacher'schen Formeln für die schädlichen Widerstände bestimmt hat[1]).

Fig. 378.



Um den bemerkten Unterschied zu bemessen, wenn das Indicatordiagramm auch auf der entgegengesetzten Seite des Kolbens abgenommen wird, zeigt Fig. 378 ein solches, welches unter dem Kolben an derselben Maschine (der Hannoverschen Actienspinnerei), unter sonst ganz gleichen Umständen wie das Fig. 377, erhalten wurde[2]).

Der mittlere Dampfdruck berechnet sich nach diesem 14,92 Pfd., woraus folgt:

$$N_i = \frac{1385,44 \,.\, 14,92 \,.\, 5,6}{550} = 210,46$$

Indicatorpferdekräfte.

Bei einer horizontalliegenden ohne Condensation arbeitenden Hochdruckmaschine derselben Fabrik, welche 22 Zoll engl. Kolbendurchmesser, $3\frac{1}{2}$ Fuss Hub hat und deren Schwungradwelle 48 Umgänge pro Minute macht, ergab sich über dem Kolben das Diagramm Fig. 379, unter demselben das Diagramm Fig. 380, wonach sich (mit Zuziehung der eingeschriebenen Druckwerthe) berechnet:

1) Specielles hierüber enthält eine werthvolle Arbeit des Ingenieurs Völkers in Magdeburg, welche unter der Ueberschrift: „Brems- und Indicatorversuche" in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1859, S. 280 ff., abgedruckt ist. Das Verfahren, um aus der Indicatorleistung die Nutzleistung abzuleiten, wird daselbst speciell S. 288 behandelt.

2) Mit Hülfe einfacher Röhren und einem geeigneten Hahne lässt sich leicht eine solche Anordnung treffen, dass mit demselben Indicator, ohne seinen Ort zu verändern, gleichzeitig zwei Diagramme für beide Kolbenseiten genommen werden können, wie dies auch u. a. Bauschinger bei seinen werthvollen Untersuchungen an Eisenbahnlokomotiven (Bd. IV, S. 404 dieses Werkes und specieller in Bornemann's Civil-Ingenieur, Jahrg. 1867 und 1868) ausgeführt hat.

Der Verfasser benutzt hier die Gelegenheit, auf vom Prof. Werner (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XV (1871), S. 545) an der Allen-schen Dampfmaschine genommene Diagramme aufmerksam zu machen. Diese (schnelllaufende) mit vier getrennten Dampfeinlass- und Dampfauslassschiebern versehene Dampfmaschine machte seiner Zeit (1862 auf der Londoner Ausstellung) viel Aufsehen, wovon sich jedoch weitgehende Hoffnungen nicht erfüllten.

$$\text{oben } N_i = \frac{380{,}13 \,.\, 41{,}95 \,.\, 5{,}6}{550} = 162{,}36;$$

$$\text{unten } N_i = \frac{380{,}13 \,.\, 43{,}93 \,.\, 5{,}6}{550} = 170{,}03.$$

Endlich zeigt Fig. 381 noch ein Diagramm, welches der oben als Beispiel gewählten kleinen horizontal liegenden Dampfmaschine ohne Condensation entnommen ist, wenn diese mit Volldampf arbeitet. Der mittlere Dampfdruck

Fig. 379.

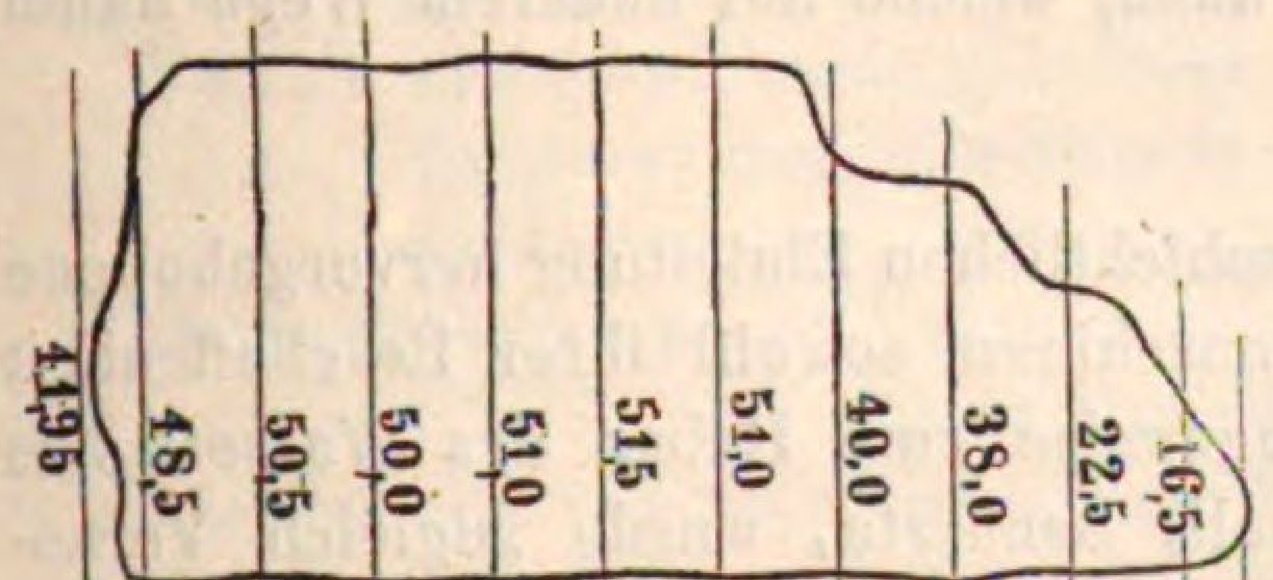
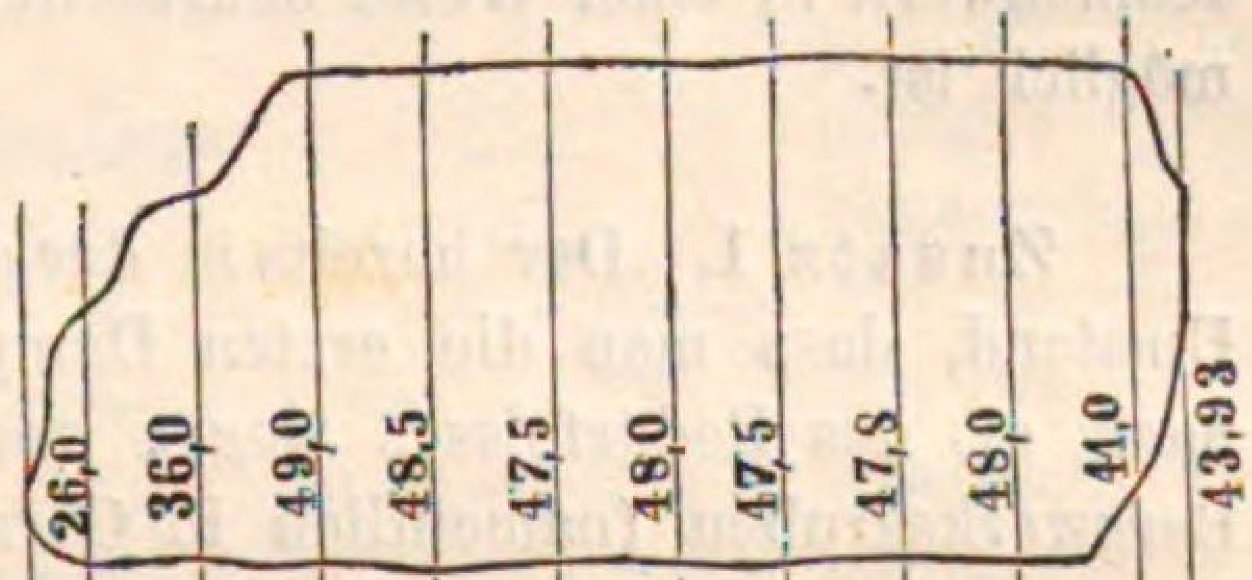


Fig. 380.



berechnet sich daraus zu 30,46 Pfd. pro Quadratzoll englisch und wegen der correspondirenden Kolbengeschwindigkeit von 3,962 Fuss pro Secunde, die Anzahl der Indicatorpferdekräfte zu:

$$N_i = 15{,}54.$$

Bei halber Füllung des Kolbens erhielt man das Diagramm Fig. 382, welches den mittleren Dampfdruck zu 24,00 Pfd. pro Quadratzoll ergiebt.

Fig. 381.

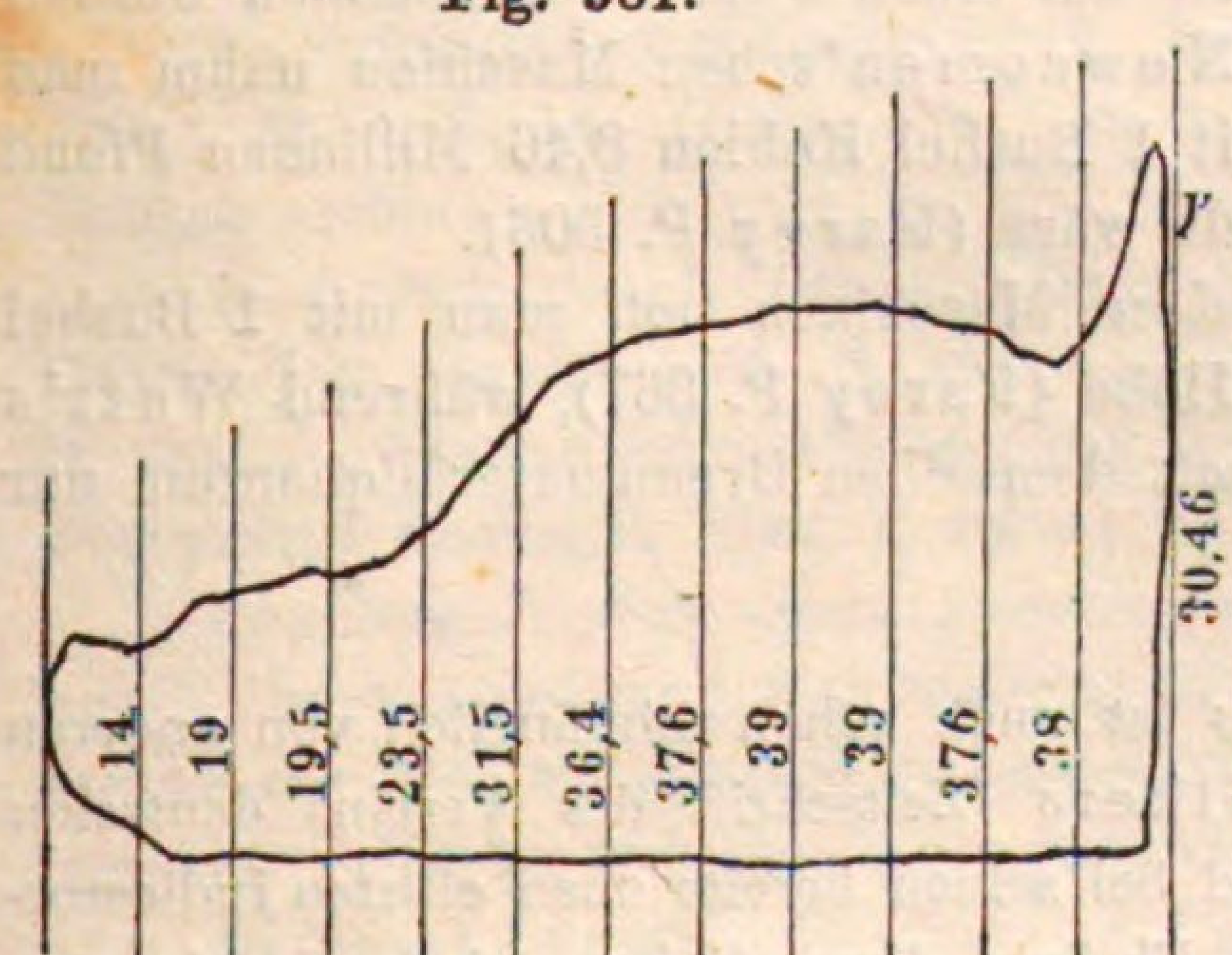
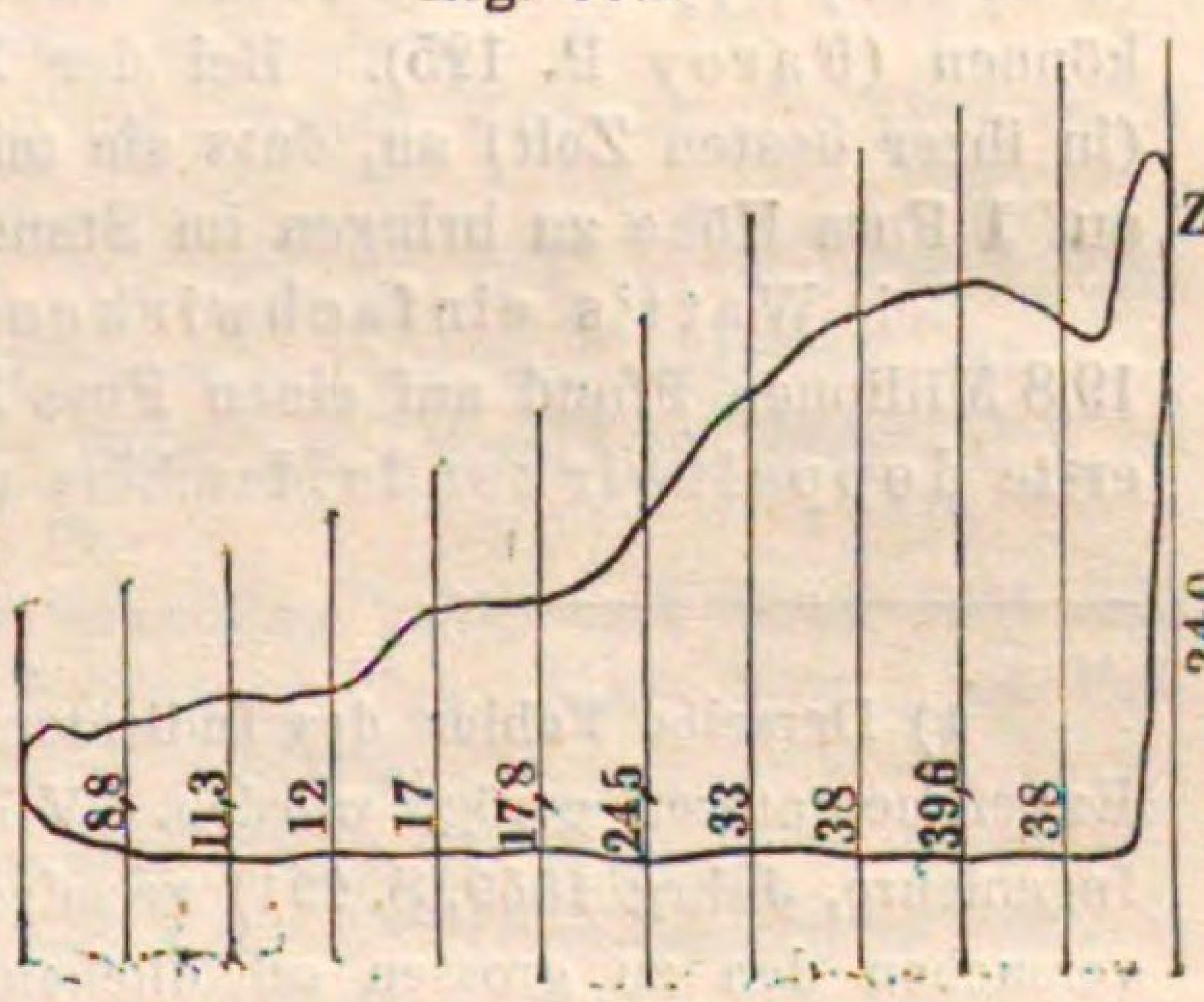


Fig. 382.



Die correspondirende Kolbengeschwindigkeit war ferner 3,735 Fuss, folglich die Anzahl der entwickelten Indicatorpferde:

$$N_i = 11{,}55.$$

Nach S. 575 erhielt man aus gleichzeitigen Bremsversuchen die Reductionscoefficienten dieser Indicatorpferde auf reelle Nutzpferde beziehungsweise zu 0,89 und 0,82.

Hinsichtlich der letzteren beiden Diagramme dürfte noch auf deren eigenthümliche Spitzen Y und Z aufmerksam zu machen sein, die keinen Fehler in der Anordnung der Dampfmaschine beurkunden, sondern einfach vom Beharrungszustande (Trägheitsmomente) des Indicatorkolbens herrühren, der sich beim plötzlichen Wechsel der Bewegung bestrebt, in der einmal angenommenen

Richtung fortzugehen, welche Spitzen also beim Berechnen des mittleren Druckes oder des Inhaltes der ganzen Diagrammfläche ausser Acht gelassen werden müssen [1]).

Ausser der Benutzung des Indicators zur Ermittlung der Leistung einer Dampfmaschine giebt das gewonnene Diagramm überhaupt ein klares Bild über das Verhalten des Dampfes während seiner Arbeit im Cylinder, nach welchem man die richtige Anordnung und Wirkung der Steuerung, die richtigen oder unrichtigen Verhältnisse der Dampfcanäle, überhaupt das ganze wichtige Maschinenwerk in einer Weise beurtheilen kann, welche auf anderem Wege kaum möglich ist.

Zusatz 1. Der bereits in der geschichtlichen Einleitung hervorgehobene Umstand, dass man die ersten Dampfmaschinen sowohl ihrer Beschaffenheit nach, als des Bedürfnisses wegen vorzugsweise zum Heben des Wassers aus Bergwerksgruben (namentlich in Cornwall) benutzte, wurde zugleich Veranlassung, die Leistungen derselben nach dem Quantum Wasser zu schätzen, welches sie in bestimmter Zeit förderten. Um aber gleichzeitig den sogenannten ökonomischen (finanziellen) Werth der entwickelten Arbeit zu bemessen, bezog man diese Leistung auf ein gewisses Quantum Kohle, und zwar auf das sogenannte Bushel [2]), d. i. auf ein Gewicht von 84 Pfd. (Newcastler) Steinkohlen.

So schätzte (und veraccordirte) man bei den besten Savery'schen (hydraulischen) Dampfmaschinen, dass durch das Verbrennen von 1 Bushel Kohlen (à 84 Pfd.) $5^1/_2$ Millionen Pfund Wasser auf einen Fuss Höhe gehoben werden können (Farey P. 125). Bei der Newcomen'schen Maschine nahm man (in ihrer besten Zeit) an, dass sie mit 1 Bushel Kohlen 8,46 Millionen Pfund auf 1 Fuss Höhe zu bringen im Stande wäre (Farey P. 306).

Bei Watt's einfachwirkenden Maschinen hob man mit 1 Bushel 19,8 Millionen Pfund auf einen Fuss Höhe (Farey P. 367), während Watt's erste doppeltwirkende Maschine mit demselben Brennmaterialquantum nur

1) Derselbe Fehler des Indicators ist auch schon hinlänglich von anderen Experimentatoren gerügt worden. Völkers (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1859, S. 291) vermied bei seinen bereits oben citirten Indicatorversuchen den zu grossen schädlichen Einfluss dieser Spitzen dadurch, dass er sich zu seinem Instrumente verschiedene Federn anfertigen liess, die er je nach der grösseren Dampfspannung, womit die Dampfmaschine arbeitete, auswechselte.

Mit Sorgfalt und Aufmerksamkeit muss natürlich (wie alle Messinstrumente) auch der Indicator gebraucht werden, damit er das wirklich ist, was er sein kann: „ein schätzenswerthes, unentbehrliches Instrument."

In letzteren Beziehungen kann der Verfasser nicht umhin, wiederholt auf die vortrefflichen Arbeiten des Ingenieurs Völkers, ganz besonders aber auf die hinzuweisen, welche sich in der soeben citirten Zeitschrift, Jahrg. 1859, S. 280 und in seinem Specialwerke „Der Indicator", Berlin 1863, S. 27 befindet.

2) Es ist dieser (ältere) Kohlenbushel nicht mit dem Getreidebushel zu verwechseln, wovon 8 das Quarter bilden und welcher gleich 0,3634 Hektoliter ist, wobei 1 Hektoliter = 2,751 Bushel enthält.

18,34 Millionen Pfund auf 1 Fuss Höhe schaffte (Farey P. 488), welche Zahl sich jedoch später auf 20,63 Millionen Pfund steigerte (Farey P. 517).

Ohne mit der speciellen Angabe dieser Thatsachen bis auf die Gegenwart fortzufahren, reduciren wir die vorstehenden Werthe auf die Leistung, welche durch das Verbrennen von 1 engl. Pfd. guter Steinkohle erlangt wurde, und verbinden damit andere der Neuzeit angehörige Angaben:

Es wurden auf 1 Fuss Höhe gebracht durch:

Savery's Maschine		65476	Pfd.
Newcomen's Maschine		100714	„
Watt's einfachwirkende Maschine		235714	„
„ (erstere) doppeltwirkende Maschine		218333	„
„ (spätere) „ „		245600	„
Altonaer Wasserkunst (jährl. durchschnittl.)[1]	doppeltwirkend	409111	„
„ „ beste Probeleistung	„	635340	„
Durchschnitt von 36 Cornwallmaschinen[2]	einfachwirkend	638298	„
Bleiberger (im Lüttich'schen) Maschine[3]	„	650000	„
Hamburger Wasserkunst[4]	„	690000	„
Harlemer Meermaschinen	„	797872	„
Wicksteed's East London waterworks-Maschinen (Mittelwerth aus fünf Versuchsreihen)[5]	einfachwirkend	843969	„
Nach demselben Ingenieur (auch nach Seite 629, Bd. IV dieses Werkes)		966054	„

1) Kümmel, Die Wasserkunst in Altona, Hamburg 1861, S. 48.

2) Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1838, Bd. 1, S. 566. — Ebendas., Jahrg. 1842, S. 584 (Ueber die Ursachen der grossen Wirkung der Cornwaller Dampfmaschine).

3) Armengaud, Génie industriel, Vol. III, P. 164. — Polytechnisches Centralblatt, Jahrg. 1852, S. 661. — Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 124, S. 241. — Vortreffliche Abbildungen der Bleiberger Maschinen finden sich im Portefeuille Cockerill, Tom. I, Pl. 14 bis 19.

Die Dampfkolben dieser grossartigen Maschine haben 2,67 Meter (105 Zoll engl.) Durchmesser und 3,66 Meter (144 Zoll engl.) Hub. Nach Wissen des Verfassers zur Zeit die grössten Dampfmaschinen der Welt!

4) Fölsch, Hamburger Stadtwasserkunst, Hamburg 1851, S. 32.

5) Pambour über Wicksteed's einfachwirkende Dampfmaschinen bei den East London waterworks. (Nach Wicksteed's Werke: An experimental inquiry concerning the relative power of the Cornish and Bulton and Watt pumping engines, London 1841.) Vergleichende Berechnungen (nach der Pambour'schen Theorie) mit den Versuchen: Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 87, 1843, S. 414 u. 415. Im günstigsten Falle wurden 3889000 Pfd. pro Minute auf 1 Fuss gehoben und dabei (pro Minute) 4,026 Pfd. Steinkohlen verbrannt.

Letztere Leistung dürfte die überhaupt grösstmögliche sein, welche bei Maschinen ohne Röhrenkessel wirklich vorgekommen ist, da mit einem Pfunde Kohlen 9,493 Wasser verdampft (?) wurden. In letzterer Zeit hat die Leistung der meist vernachlässigten und schlecht gewordenen Cornwaller Wasserhaltungsmaschinen fast stetig abgenommen, wie u. A. Kley in seinem Werke „Die Woolf-schen Wasserhaltungsmaschinen etc.“, Stuttgart 1865, S. 6 ff. bestimmt nachweist.

Drittes Capitel.

Dampfkessel und Zubehör [1]).

§. 100.

Aus der geschichtlichen Einleitung dieses Abschnittes ist bereits bekannt, dass man die zur Erzeugung des Wasserdampfes für den Maschinenbetrieb erforderlichen Gefässe Dampfkessel

1) Ausser den bereits vorher citirten Werken und Abhandlungen über Dampfmaschinen ist hier noch speciell Nachstehendes als empfehlenswerth zu nennen: Schinz, Die Wärmemesskunst und deren Anwendung zur Construction von Apparaten für die Industrie und für häusliche Bedürfnisse, Stuttgart 1858. Eine Sammlung der besseren constatirten Thatsachen, systematisch und kritisch erläutert. — Fallenstein, Dampfkessel, deren rationelle Construction, Anlage und Betrieb (zu Carl Mäcken's Technolog. Handbibliothek gehörig), Stuttgart 1861. Ein Werk, welches sich fast ausschliesslich auf französische Quellen stützt und damit verfehlt hat, alles Neue (bis zur Zeit seines Erscheinens) zu benutzen. — Weiss, Theoretisches über die Form der Dampfkessel. Ein lesenswerther Artikel im Civil-Ingenieur, Bd. 6, 1860, S. 27. — Burnat und Dubied, Bericht über die auf Veranlassung eines von der Société industrielle zu Mühlhausen ausgeschriebenen Preises veranstalteten Versuche mit Dampfkesseln. Eine höchst empfehlenswerthe Abhandlung. Civil-Ingenieur, Bd. 6, 1860, S. 477 bis 507. — Seyferth, Die verschiedenen Rauchverbrennungseinrichtungen. Vom sächsischen Ingenieur-Verein gekrönte Preisschrift, Dresden 1860. Eine vortreffliche Zusammenstellung. — Longridge, Ueber den Wirkungsgrad verschiedener Arten von Dampfkesseln in den grossen Fabrikdistricten von Lancashire und Yorkshire. Polytechnisches Centralblatt, 1860, S. 755. Vorzugsweise Erfahrungsresultate. — Hartig, Untersuchungen über die Heizkraft der Steinkohlen Sachsens, Leipzig 1860. Eine äusserst werthvolle Schrift, die besonders deshalb hierher gehört, weil aus den sehr sorgfältigen Versuchen auch wichtige Ergebnisse in Rücksicht auf Kesselanlage und Bedienung des Feuers hervorgingen. — Bede, Ueber Brennmaterialersparniss, a. d. Franz. übersetzt von Zickwolff, Brüssel und Leipzig 1861. Jedenfalls die vorzüglichste Schrift unter allen, welche in neuester Zeit über diesen Gegenstand erschienen sind. Der Verfasser berichtet u. a. (S. 82 ff.) auch mit rechter Kritik über die in der Regel zu sehr belobten Versuche Cavé's, die in Armengaud's Publication industrielle, Tom. IV, 1845, P. 1 ausführlich aufgenommen sind. — Böttcher, Bernoulli's Dampfmaschinenlehre, Stuttgart 1865, S. 93—238. Wie alle Theile dieser gänzlich umgearbeiteten (5.) Auflage, zeichnet sich auch der dritte Abschnitt „Von der Erzeugung des Dampfes" durch Gründlichkeit, Einfachheit und Klarheit der Darstellung aus. — Scharff & Jenny, Dampfkessel der Pariser Ausstellung von 1867. Oesterr. officieller Bericht, Bd. II, Heft IV, S. 13 und 58. — Scholl, Führer des Maschinisten. Siebente Auflage (1869). Zweites Capitel „Von den Dampfkesseln und ihren Oefen," S. 19—181 und drittes Capitel „Von der Behandlung der Dampfkessel," S. 182—210. Ein

nennt, sowie, dass diese dem Zwecke entsprechend mit einem geeigneten Apparate (Ofen, Feuerheerd, Feuercanäle oder Feuerzüge und Schornstein) verbunden oder ausgestattet sein müssen, in welchem man das erforderliche Heizmaterial vortheilhaft zu verbrennen im Stande ist.

Die Räume, in welchen die Verbrennungsproducte vom Heerde (Roste) aus unter, in, um den Kessel fortziehen, nennt man je nach Umständen Feuercanäle oder Rauchcanäle, und den Theil der gesammten Oberfläche, welcher hierdurch geheizt wird, die Heizfläche des Kessels. Bestimmter ausgedrückt versteht man unter der Heizfläche eines Kessels denjenigen Theil seiner Oberfläche, welcher einerseits mit der Flamme und den Verbrennungsgasen, anderseits mit dem im Kessel befindlichen Wasser in Berührung steht.

Von jedem guten Dampfkessel verlangt man, dass er die grösstmögliche Menge Dampf mit dem geringsten Aufwande an Brennmaterial liefere [1]), dabei gehörige Widerstandfähigkeit besitze, zugänglich sei (sich leicht reinigen und repariren lasse) und endlich seine Anschaffung möglichst niedrig sei.

Buch, was mit grossem Verständniss und eigenen praktischen Erfahrungen des Verfassers die Gegenstände behandelt. — Rühlmann, Ueber die besten Dampfkessel für den Gewerbe- und Fabrikbetrieb. Mittheilungen des Hannov. Gewerbevereins, Jahrg. 1871, S. 148 und 202. — v. Reiche, Anlage und Betrieb der Dampfkessel, Leipzig 1872. Ein empfehlenswerthes Buch. — Radinger, Dampfkessel. Oesterr. officieller Bericht über Gruppe XIII, Section I der Wiener Ausstellung von 1873, Heft LV. Eine sorgfältige, höchst beachtenswerthe Arbeit. — Althans, Die Dampfkesselsysteme für hohen Druck und deren Verwendung bei Bergwerksmaschinen. Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staate, Bd. XXII (1874), S. 297. Eine sehr gut abgefasste, lesenswerthe Arbeit. Der Verfasser ist ein besonderer Freund der Wasserröhrenkessel. — Walther, Ueber die Dampfkessel der Wiener Ausstellung von 1873. Im bayerischen Industrie- und Gewerbeblatte, 1874, S. 101. — v. Reiche, Die Dampfkessel der Wiener Weltausstellung von 1873, Leipzig 1874. Eine fleissige Arbeit, die empfohlen zu werden verdient. — Viele werthvolle Monographien über Dampfkessel finden sich ferner noch in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure und in Uhland's „Praktischem Maschinen-Constructeur."

1) Fasst man zusammen, was Seite 562, Note 1 über Gesammtwärme des Wasserdampfes angeführt wurde, so findet man leicht, dass zur Bildung von Dampf, der eine Spannung von 4 Atmosphären besitzen soll, 651,5 Wärmeeinheiten erforderlich sind und dass demzufolge 1 Kilogramm Steinkohlen $\frac{7050}{651,5} = 10,82$ Kilogr. Wasserdampf entwickeln müsste. Da die meisten Dampfkessel indessen nur 5 bis 6 Kilogr. Dampf durch 1 Kilogr. Kohlen erzeugen, so erkennt man, wie auch hieraus auf die Güte eines Dampfkessels oder des Brennmaterials geschlossen werden kann.

Noch specieller lassen sich mehrere der wesentlichsten Eigenschaften guter Dampfkessel aus dem sogenannten „Güteverhältnisse" derselben herauslesen, worunter man das Verhältniss versteht zwischen der Wärmemenge, die in bestimmter Zeit in einen Kessel eindringt, und der Wärmemenge, welche durch die Verbrennung des Brennmateriales entwickelt wird [1]).

Um dies Güteverhältniss möglichst gross zu machen, sind folgende Punkte in's Auge zu fassen:

1) Es muss mit der geringsten Luftmenge die vollständigste Verbrennung geschehen.

2) Es muss die Heizfläche des Kessels möglichst gross und die Brennstoffmenge möglichst klein sein.

3) Muss das Wärmeleitungsvermögen der Kesselwand möglichst gross sein. Sobald das Wasser im Kessel ruhig ist, zeigt sich dies Leitungsvermögen bei verschiedenen Metallen fast gleich und ausserdem innerhalb gewisser Grenzen unabhängig von der Dicke des Metalles. Ist dagegen das Wasser im Kessel strömend, so sind Leitungsvermögen und Metalldicke von Einfluss, so dass z. B. durch die Wände eines kupfernen Kessels unter sonst gleichen Umständen mehr Wärme hindurchgeht als durch einen eisernen Kessel [2]). Die Ursache dieser Erscheinung liegt hauptsächlich darin, dass sich im ersteren Falle, bei nicht strömendem Kesselwasser, an den Wänden Schichten von Dampfbläschen bilden, gleichsam ein Dampfpelz entsteht, der die Wärme schlecht durchlässt, wodurch der Einfluss des Kesselwandmaterials fast ganz aufgehoben wird.

 Am allervortheilhaftesten zeigen sich Kessel mit Wasserströmung, wobei die Richtung der Bewegung die entgegengesetzte von der ist, nach welcher der Rauch strömt, zu welchem Ende das Kesselspeisewasser an der vom Feuerraume entferntesten Stelle eintreten muss. Kessel letzterer Art nennt man überhaupt „Gegenstromkessel".

4) Muss der Dampf von seinem Entstehungsorte ab leicht zum Dampfraume gelangen können.

5) Ist die zweckmässigste Luftmenge zuzuführen.

6) Darf man dem Schornsteine nicht zu sehr abgekühlte Verbrennungsstoffe übergeben [3]).

1) Redtenbacher, Die Gesetze des Locomotivenbaues, Mannheim 1855, S. 65, Nr. 2 und dessen „Maschinenbau", Bd. 2, S. 359. Mannheim-Heidelberg 1864. Das Neueste, denselben Gegenstand betreffend, lieferte Prof. Grove im III. Theile von Heusinger's Handbuche für specielle Eisenbahn-Technik, S. 120 ff., unter der Ueberschrift „Erzeugung des Dampfes etc."

2) Der hohen Kupferpreise wegen wendet man dennoch bei Kesseln feststehender Maschinen vorzugsweise Eisenblech, seltener Stahlblech an. Die Vorzüge des letzteren Materiales statt des ersteren (für Dampfkesselbleche) sind überhaupt noch etwas zweifelhaft (Radinger, a. a. O. S. 3).

3) Gewöhnlich rechnet man, dass bei guter Anordnung die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Feuerroste ungefähr 1000 bis

§. 101.

Sämmtliche gegenwärtig angewandten Dampfkessel lassen sich zunächst in zwei Hauptklassen bringen, nämlich in Cylinder- oder Walzenkessel und in Röhrenkessel[1]).

Die Cylinderkessel unterscheidet man wieder, am besten nach der Lage des Feuerrostes in solche mit Unterfeuer, Zwischenfeuer, Innenfeuer und Vorfeuer und die Röhrenkessel in solche mit Wasser- und Feuerröhren.

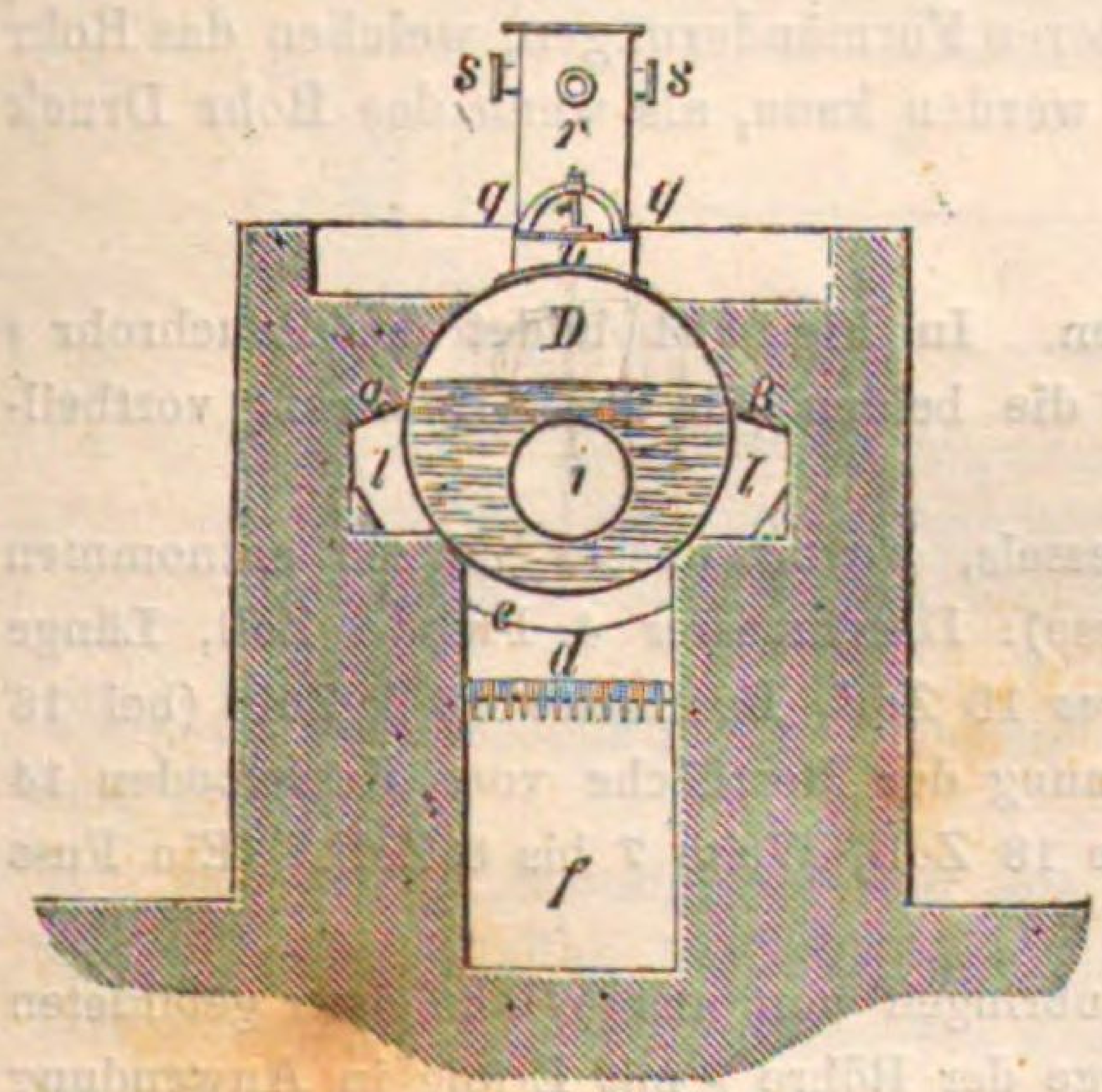
Im Nachstehenden sollen die Dampfkessel dieser Classification folgend, besprochen werden.

I. Cylinder- oder Walzenkessel.

A. Kessel mit Unterfeuer.

Der Rost zur Verbrennung des Heizmateriales dieser Kesselgattung liegt auf seiner ganzen Länge unter dem Kessel, wobei letzterer in der Regel horizontal gelagert ist. Zur Vergrösserung der Heizfläche derartiger Kessel, ohne dabei vermehrten Raum zu ihrer Lagerung und Einmauerung zu bedürfen, versieht man sie zuweilen mit einem Rauchrohre, welches man im Innern und zwar im Wasserraume gehörig an beiden Enden (am besten durch Winkeleisenringe) befestigt[2]). Einen derartigen Cylinderkessel, wie er zur Zeit in der Provinz Hannover vielfach zum Betriebe kleiner Dampfmaschinen bis zu 10 Pferdekräften mit Erfolg verwendet wird, zeigen die Fig. 383 (im Profile), Fig. 384 (im Längendurchschnitte) und Fig. 385 (im Horizontaldurchschnitte).

Fig. 383.



Dabei ist *a* die Feuerthür, *b* die

1200 Grad C., dagegen an der Stelle des Schornsteinschiebers die Temperatur, womit die Verbrennungsgase den Schornstein verlassen; etwa 270 bis 300 Grad ist. Interessante Angaben hierüber enthalten die vorher citirten Mühlhausener Dampfkesselversuche.

1) Nach Redtenbacher's Vorgange unterscheidet man Nichtstromkessel, Parallelstromkessel und Gegenstromkessel, je nachdem das Wasser im Kessel keine (?) merkliche Strömung annimmt, oder die mehr oder weniger stattfindende starke Strömung mit der, in welcher die Verbrennungsproducte abfliessen, gleiche oder entgegengesetzte Richtung hat.

2) Ohne dies Rauchrohr giebt man den Kesseln halbkugelförmige oder calottenartige Endflächen, um überall die verhältnissmässig wenig Widerstand lei-

Heizöffnung, *d* der Rost, *f* der Aschenfall, *e* die sogenannte Feuerbrücke, über welche die Verbrennungsgase hinweg nach *g* strömen, hinten bei *h* in das Rauchrohr *i* treten, im Canale *k* an der Vorderfläche sich in zwei Stränge theilen, die an den Kessellangseiten *l* hinstreichen und sich hinten in einem (mit Schieber versehenen) Canale vereinigen, von wo aus sie in den Schornstein treten.

Um den Dampfraum *D* (Fig. 383) so viel als nur möglich zu vergrössern, hat man einen besonderen Behälter *r*, Dom genannt, hinzugefügt, der zugleich gestattet, die Abführungsröhren *s* für den gebildeten Dampf in gehörig weiter Entfernung von der Oberfläche des Wassers *mm* anzubringen[1]).

Besondere Aufmerksamkeit hat man hier darauf zu richten, dass der horizontale Wasserspiegel $\alpha\beta$ (Fig. 383) niemals unter die höchsten Stellen der Seitenzüge herabsinkt, und noch weniger der Scheitel des Rauchrohres *i* blossgelegt wird, weil sonst die betreffenden Kesselstellen in's Glühen gerathen können und dadurch ihre Festigkeit verlieren. Man hat deshalb besondere Aufmerksamkeit auf das ausserhalb angebrachte Wasserstandsglas *t* zu richten.

Eine mit Schlussdeckel *p* versehene Oeffnung (das Mannloch) dient dazu, in den Kessel steigen und Reinigung wie Reparatur vornehmen zu können.

Diese Kesselgattung hat zwei Hauptübelstände. Einmal, dass kein Gegenstrom, vielmehr vorzugsweise Parallelstrom stattfindet, und ein anderes Mal, dass das Rauchrohr *i* nur Druck von aussen erfährt und dass solchem Druck nicht so vortheilhaft (wegen der leichteren Formänderungen, welchen das Rohr *i* ausgesetzt ist) Widerstand geleistet werden kann, als wenn das Rohr Druck von innen zu erleiden hat[2]).

stenden ebenen Endflächen zu vermeiden. In Fig. 384 bildet das Rauchrohr *i* gleichzeitig eine gute Verankerung für die beiden (für die Ausführung vortheilhafteren) Endflächen.

1) Die Hauptdimensionen des Kessels, wovon unsere Skizzen entnommen wurden, sind folgende (englische Maasse): Durchmesser 4 Fuss 4 Zoll, Länge 11½ Fuss, Durchmesser des Rauchrohres 18 Zoll, Rostbreite 28½ Zoll (bei 18 Roststäben), Rostlänge 39 Zoll, Entfernung der Rostfläche vom Kesselboden 14 Zoll, Dimension der Seitenzüge *l*: Höhe 18 Zoll, Weite 7 bis 8 Zoll. (Ein Fuss engl. = 0,305 Meter).

2) Fairbairn hat zuerst das Anbringen von aus Winkeleisen gebildeten Verstärkungsringen am äusseren Umfange der Röhre *i* mit Erfolg in Anwendung gebracht. Man sehe deshalb die Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, Jahrg. 1859, S. 55. Ueber die Verstärkung der Rauch- und Feuerrohre von Dampfkesseln (welche Druck von aussen Widerstand zu leisten haben) überhaupt handelt der bereits citirte Artikel: „Ueber die besten Dampfkessel für den Gewerbe- und Fabrikbetrieb" in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1871, S. 154 und S. 213 (mit Abbildungen auf Tafel VIII). Noch Neueres enthält die englische Zeitschrift: „Engineering" vom 12. Januar 1872 (Angabe des Oberingenieurs Fletscher der Manchester Steam User's Association), das Hannoversche Wochenblatt für Handel und Gewerbe vom 3. Februar 1872 und der bereits citirte 2. Bd. des von Reiche-schen Buches: „Die Dampfkessel etc." S. 76 mit Abbildungen auf der lithographirten Tafel VI.

Nichtsdestoweniger ist es schwierig, diese Kessel durch eine andere Gattung zu ersetzen, die bei gleicher Feuerfläche, guter Dampfproduction und

Fig. 384.

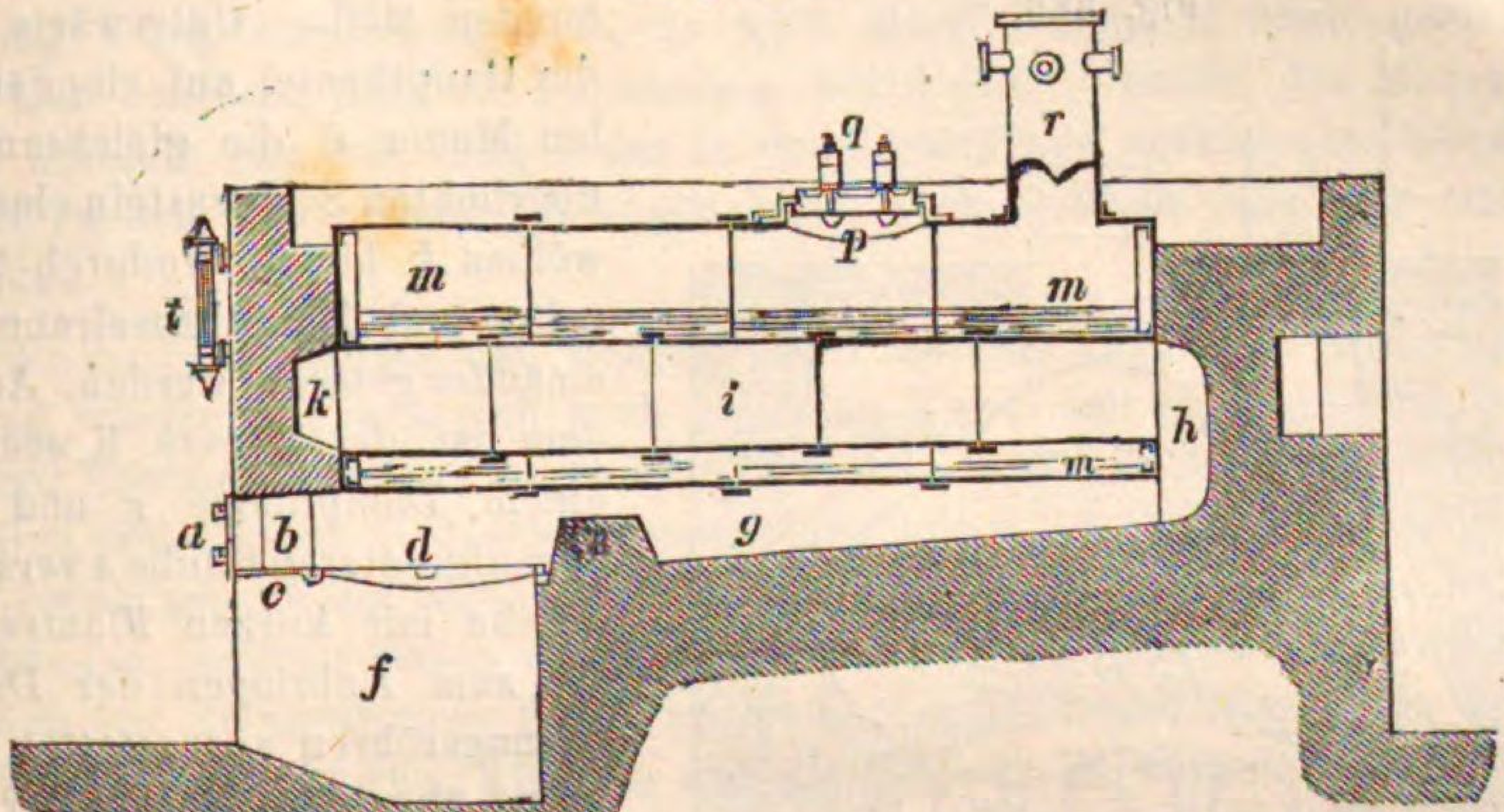
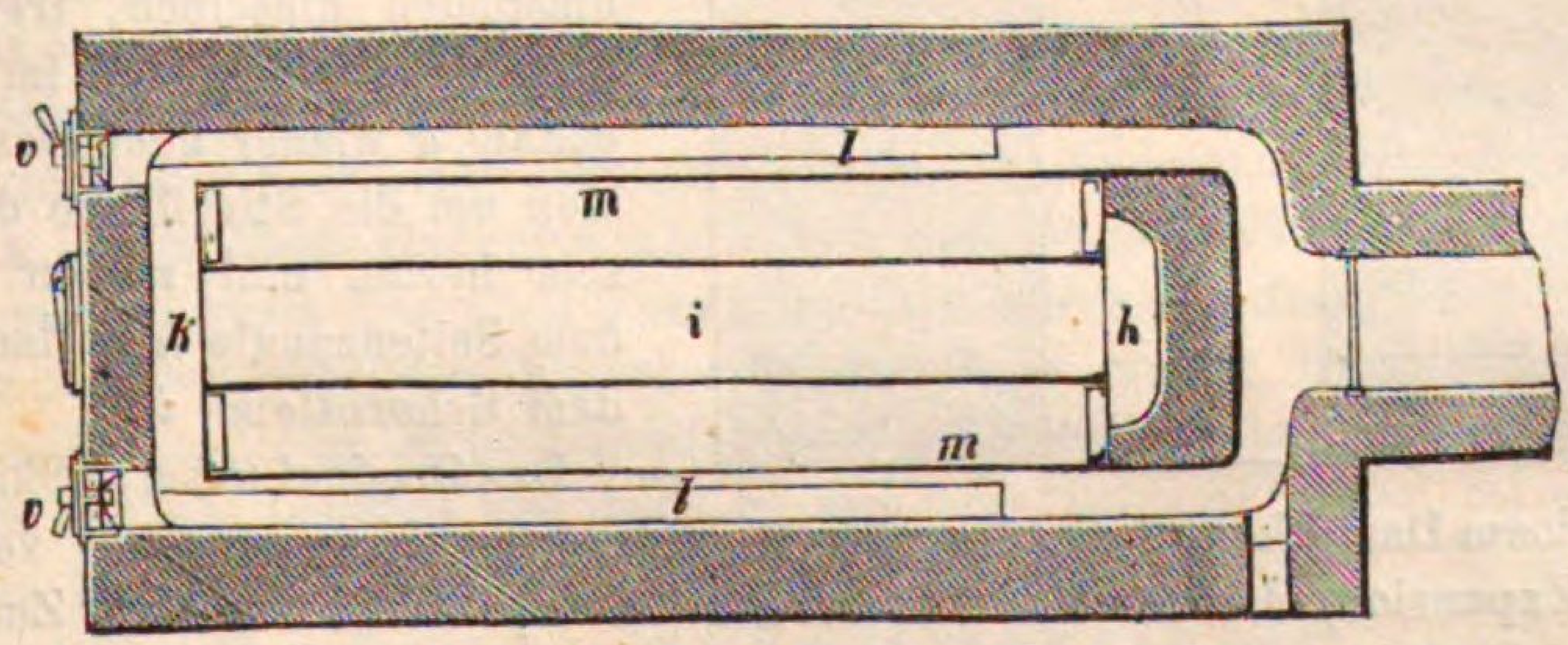


Fig. 385.



Billigkeit der Anschaffung gleichzeitig denselben geringen Raum zur Aufstellung erfordert.

Eine Kesselgattung, die sich seit langer Zeit, namentlich in Frankreich und Belgien, erhalten hat und wohl auch noch gegenwärtig ausgeführt wird, sind die sogenannten Siederohrkessel, Kessel mit Siederöhren (Chaudière à Bouilleurs). Die Zahl der Siederöhren ist dabei zwei oder drei, mit welchen man zuweilen noch Systeme von Vorwärmern verbindet und diese unter[1]) oder neben[2]) dem Hauptkessel placirt.

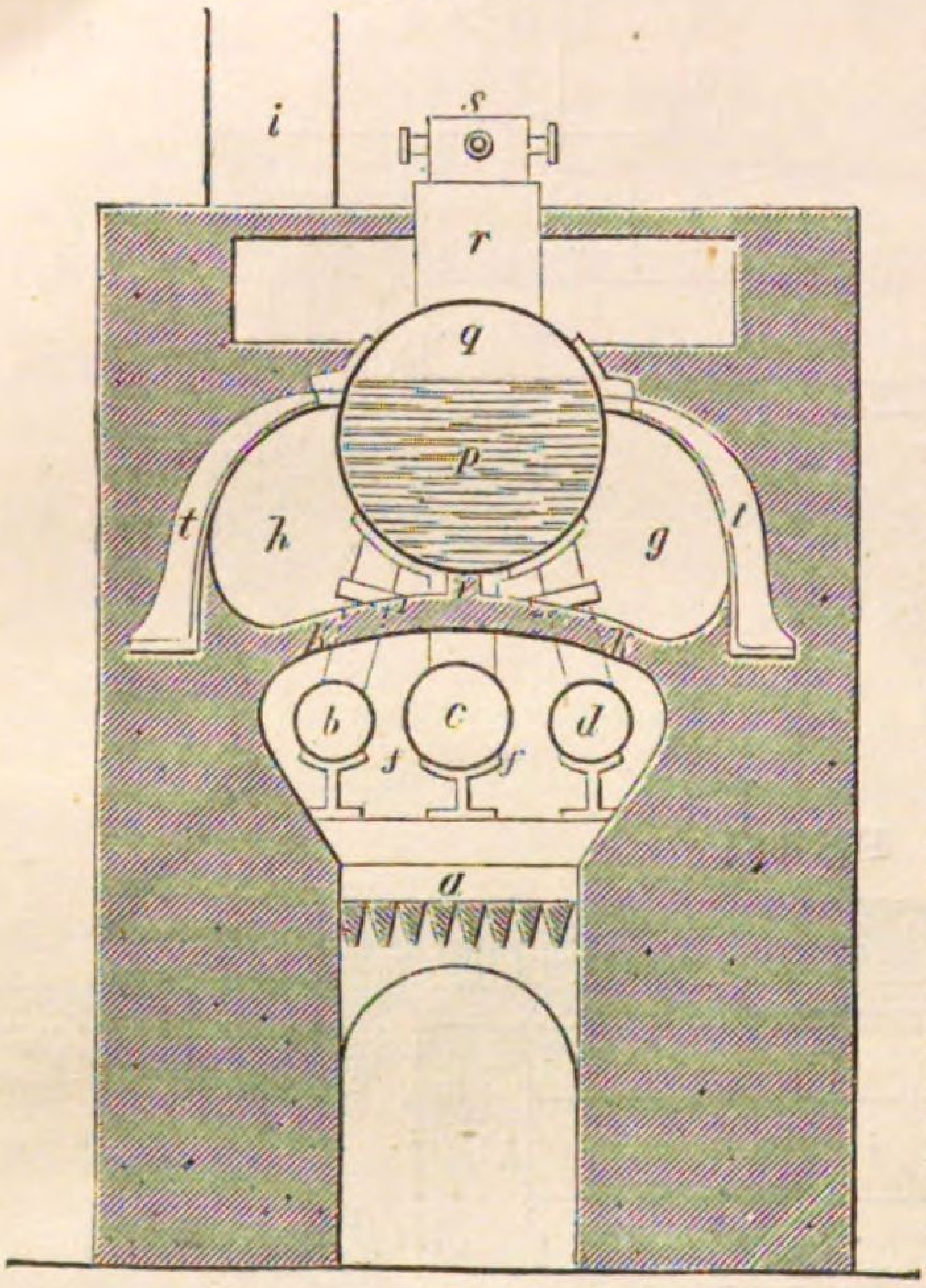
Fig. 386 zeigt einen solchen Kessel im Verticaldurchschnitte, und zwar nach einer Skizze, welche der Verfasser bereits im Jahre 1837 in der Maschinenbauanstalt von J. J. Meyer in Mühlhausen (Elsass) aufzunehmen Gelegenheit fand. Jede der drei Siederöhren *b*, *c* und *d* ist dabei mit dem Hauptkessel *pq* durch zwei kurze Rohrstücke verbunden, die in gehörigen Abständen von einander (der Längenrichtung nach) angebracht sind.

1) Civil-Ingenieur, Bd. 6, 1860, Taf. 30.

2) Ebendas., Taf. 32.

Die Sideröhren werden von vereinzelt aufgestellten gusseisernen Lagerböcken *f* getragen und der Hauptkessel durch Bogenstücke *t* gestützt, die gehörig mit dem Mauerwerke verbunden sind. Unterwärts ruht der Hauptkessel auf einer schmalen Mauer *i*, die gleichsam den überhöhten Schlussstein eines Gewölbes *k* bildet, wodurch Siederohr- und Hauptkesselraum von einander getrennt werden. Ausserdem ist der grosse Kessel mit einem Dampfdome *r* und einer daraufgesetzten Haube *s* versehen, welche mit kurzen Flantschröhren zum Anbringen der Dampfleitungsröhren ausgestattet ist.

Fig. 386.



Die über dem Roste *a* erzeugten Verbrennungsproducte ziehen längs der Sideröhren nach hinten, umspielen dieselben, treten sodann aufwärts, gehen im Seitencanale *g* wieder nach vorn, strömen um die Stirnfläche des Kessels herum und ziehen endlich dem Seitencanale *h* entlang nach dem Schornsteine *i*.

Das Original unserer Skizze gehörte einem Dampfkessel an, der eine Maschine (mit Meyer'scher veränderlicher Expansion) von 40 bis 50 Pferden mit Dampf versah und zur Zufriedenheit der Besitzer arbeiten sollte [1]).

1) Ganz gleich ist der Kessel für eine 40pferdige Maschine in der Fabrik von Dollfuss, Mieg et Comp. in Mühlhausen, der neben den Concurrenzkesseln der oben citirten Mühlhausener Versuche im Betriebe war und womit 6,71 Kilogr. Wasser von 0 Grad Temperatur durch jedes Kilogramm Steinkohle (von Ronchamp, mittlerer Qualität) erzeugt wurden.

Im Jahre 1837 wurden mir über Dimensionsverhältnisse dieser Kesselsorte (in Mühlhausen) folgende Angaben gemacht:

Heizfläche	pro	Pferdekraft	2	Quadratmeter	bei	Maschinen	von	1	bis	4	Pferden,
"	"	"	$1^3/_4$	"	"	"	"	4	"	12	"
"	"	"	$1^1/_2$	"	"	"	"	12	"	30	"
"	"	"	$1^1/_4$	"	"	"	"	30	"	70	"
"	"	"	1	"	"	"	"	70	"	150	"

Bei kleinen Kesseln, welche pro Stunde nicht mehr als 10 Kilogr. Kohlen verbrauchen, gab man dem Schornsteine 13 Meter Höhe und am oberen Ende einen Querschnitt von 0,330 Quadratmetern. Bei Maschinen von 40 bis 50 Pferden, wobei pro Stunde 130 bis 200 Kilogr. Kohlen verbrannt wurden, nahm man

Macht schon der Umstand, dass diese Kesselsorte vorzugsweise zu den Parallelstromapparaten gehört (wo die Richtung der Kesselwasserbewegung dieselbe ist, welche die abziehenden Verbrennungsproducte haben), ihre Anwendung wenig empfehlenswerth, so wird dieser Nachtheil noch gesteigert, wenn man beachtet, dass die Sicderöhren leicht durchbrennen, das Mauerwerk *i* sich schlecht hält und endlich der in den Siederöhren entwickelte Dampf nur schwer zu dem Dampfraume gelangen kann, noch anderer Uebel gar nicht zu gedenken.

Anmerkung. Zu den Kesseln mit Unterfeuerung muss man auch die hin und wieder in Frankreich noch beliebten Kessel mit ganz seitwärts in besonderer Kammer liegenden Vorwärmröhren zählen, welche letztere man gewöhnlich (fälschlich) Siederöhren zu nennen pflegt, obwohl sie diesen Namen nicht verdienen, da sie nicht in directem Feuer liegen, vielmehr nur von den abziehenden, heissen Gasen umspielt werden. Solche Kessel sind früher namentlich von französischen Kesselfabrikanten gebaut und empfohlen worden. Cavé[1]) brachte einen einzigen seitlich liegenden Vorwärmer an. Farcot[2]) (Brevet von 1845) deren zwei, oder ein ganzes System (gewöhnlich vier) in Etagen über einander liegende Vorwärmröhren etc.[3]). Letztere Anordnung gehört jedenfalls zu den minder empfehlenswerthen, da, unter anderen Uebeln, auch der in grosser Menge in der untersten Vorwärmröhre sich bildende Dampf nicht leicht zum Hauptkessel gelangen kann, ohne in der ganzen Wassermasse heftige und zwar schädliche Bewegungen hervorzubringen. In den grösseren Fabriken in der Stadt Hannover und Umgegend hat man diese Farcot'schen Kessel mit seitwärts liegenden Vorwärmröhren überall entfernt und durch die nachher zu besprechenden Kessel mit Innenfeuer ersetzt, vorzugsweise, weil sie trotz ihrer Grösse nicht Dampf genug machten. Aehnliche Erfahrungen scheinen Bede[4]) bekannt geworden zu sein.

B. Kessel mit Zwischenfeuer[5]).

Bei dieser Kesselgattung liegt der Feuerrost zwischen dem Hauptkessel und den (darunter liegenden) Vorwärmröhren, deren man eine, gewöhnlicher zwei, oder auch drei anzubringen pflegt. Ein bewährtes Exemplar dieser

die Schornsteinhöhe 30 Meter, an der Basis 1,3 Quadratmeter lichten Querschnitt, an der Mündung 0,6 Quadratmeter. Den Feuer- und Rauchzügen gab man Querschnitte, die wenigsten mit denen der Schornsteine übereinstimmten.

1) Armengaud, Traité des Moteurs à Vapenr, Pl. II, Fig. 10.

2) Ebendaselbst, Pl. II, Fig. 5 und 7. Ferner in Böttcher-Bernoulli's Dampfmaschinenlehre, S. 175.

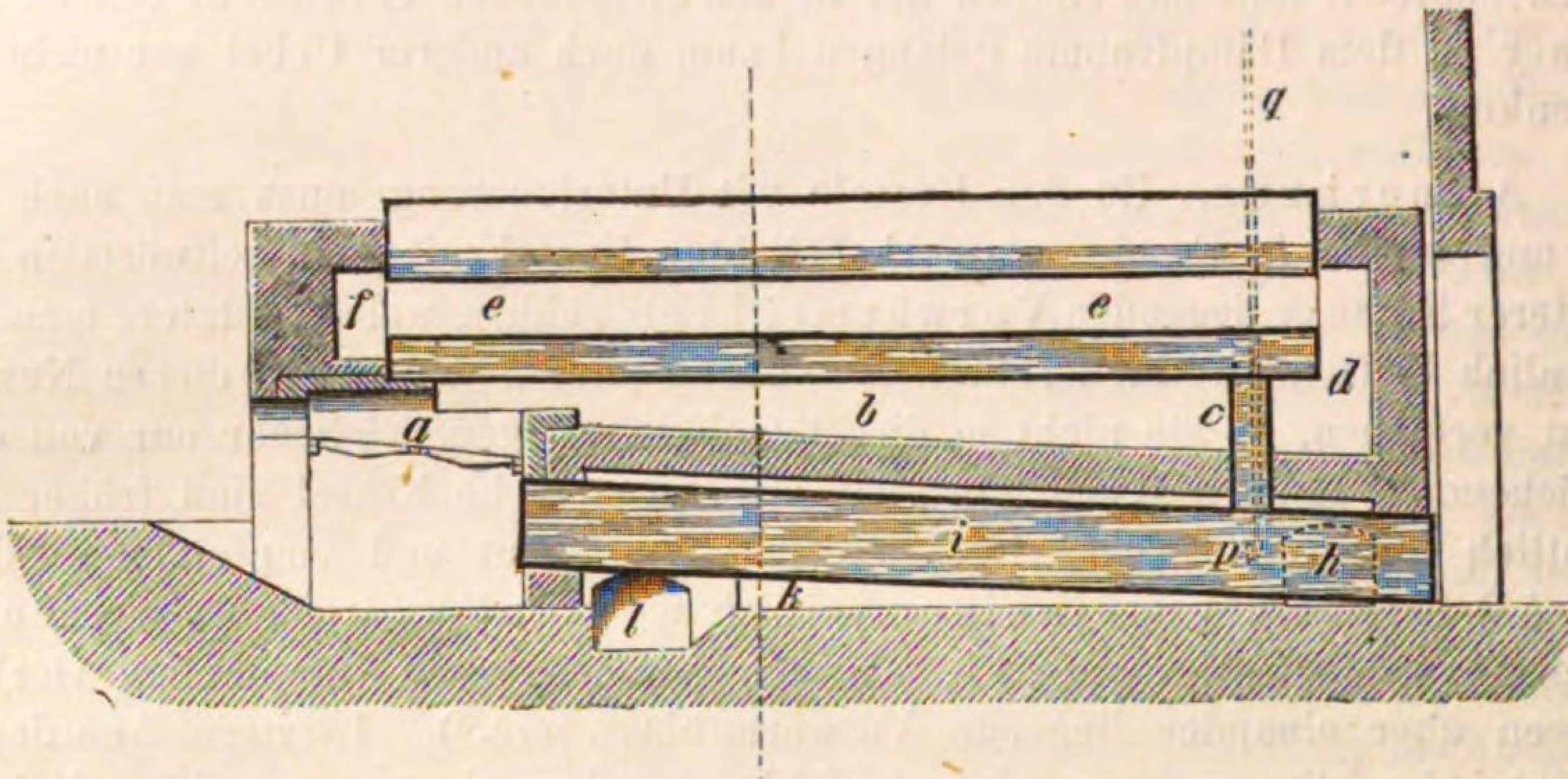
3) Armengaud, Publ. industr., Vol. VII, Pl. 35. — Piclet, Traité de la Chaleur, Tome II, P. 100.

4) Ueber Brennmaterialersparniss, a. a. O. P. 182.

5) Kessel mit einer unterwärts (nicht zur Seite) angebrachten Vorwärmröhre, auch Doppelkessel mit Zwischenfeuer genannt, hat, nach Wissen des Verfassers, zuerst Léon in Frankreich construirt (Armengaud, Publication industrielle, Vol. VII, P. 35). Derartige Kessel mit zwei unterhalb liegenden Vorwärmröhren

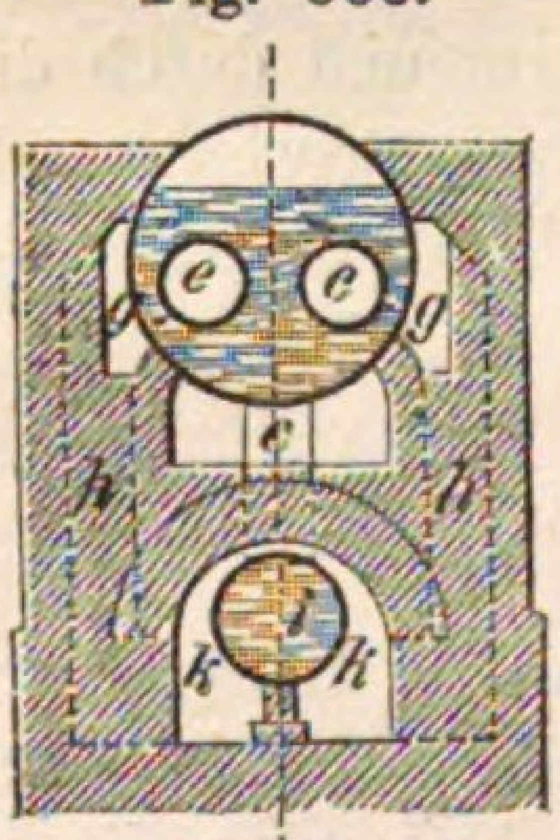
Kesselgattung lassen die Fig. 387 und 388 erkennen, welche Originalzeichnungen von Kesseln entnommen sind, die ich der Güte des Herrn Ingenieur Veit Meyer in Berlin verdanke, und wobei mir versichert wurde, dass diese Kessel zur höchsten Zufriedenheit der Besitzer im Betriebe sind.

Fig. 387.



Die Verbrennungsproducte gehen vom Roste *a* aus unter dem Hauptkessel im Canale *b* nach hinten, und zwar so, dass die Feuerberührungsfläche (als im ersten, heissesten Zuge) sehr gross ist. Hierauf geht die heisse Luft in den Rauchröhren *ee* wieder nach vorn, sodann in den Seitenzügen *g* zurück, fällt weiter in zwei absteigenden Zügen *h* (Fig. 388) nach unten, umspielt nach vorn gehend (als vierter Zug) das Vorwärmrohr *i* und wird endlich im Canale *l* nach dem Schornsteine geleitet. Da die gedachten Originalabbildungen des Kessels Werkzeichnungen sind, so hat man alle sogenannten Garnitur- und Armaturstücke fortgelassen, selbst auch den Dom, der am hinteren Ende des Kessels sitzt (wo das Wasser weniger wallt) 1). Uebrigens ist der Kessel mit überwölbter Doppelfeuerung ausgestattet und mit schmalen Roststäben (knapp $^3/_8$ Zoll mit reichlich $^1/_8$ Zoll Zwischenräumen) versehen.

Fig. 388.



scheint zuerst Cail in Paris ausgeführt zu haben (Armengaud, ebendaselbst, Vol. IX, P. 20). Ueber letztere Kesselgattung sehe man auch: Scholl, Führer des Maschinisten, 5. Aufl., 1860, S. 85 ff.

1) Die Hauptmaasse der ausgeführten Kessel (in preussischen Maassen, wo 1 Fuss = 0,314 Meter, 1 Meter = 3,186 Fuss ist) sind folgende: Länge des Hauptkessels 20 Fuss, Durchmesser 3 Fuss 10 Zoll; Länge des Vorwärmrohres *c* 20 Fuss, Durchmesser 24 Zoll; Durchmesser des Verbindungsrohres *c* $10^1/_2$ Zoll, dessen Länge $2^1/_3$ Fuss; Durchmesser der Rauchröhren *e* 14 Zoll. Die gesammte Heizfläche beträgt 415 Quadratfuss. Der zugehörige Schornstein hat 90 Fuss Höhe und unten 34 Zoll Seitenlänge seines quadratischen Querschnitts. Kesselausfuhr zum Schornsteincanal von 24 Zoll Weite und 20 Zoll Höhe. Der Dom hat 20 Zoll Durchmesser und 36 Zoll Höhe.

Endlich ist der Kessel, zum Zwecke des Reinigens, ausser einem (in den Skizzen ebenfalls weggelassenen) Mannloche noch mit einem an der Vorderwand angenieteten Rohre ausgestattet, welches vorn ausserhalb zum Mauerwerke herausragt und dort mit einem Deckel verschraubt ist.

Der Ort des in den Vorwärmer mündenden Rohres pq, in welchem die Speisepumpe dem Kessel kaltes Wasser zuführt, liegt der heissesten Luft so fern wie möglich.

Dass übrigens dieser Kessel zur Gattung der Gegenstromkessel gehört, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Derartige Kessel mit Zwischenfeuer und zwei unterwärts liegenden Vorwärmröhren, unter Hinweglassung der Rauchröhren (e Fig. 387 und 388) im Hauptkessel, überhaupt sehr rationell und zweckmässig angeordnet, führte früher in Deutschland besonders die Gräflich Stolberg'sche Maschinenfabrik in Magdeburg aus.

Der Verfasser hat über diese Kessel an anderer Stelle ausführlich berichtet[1]) und bemerkt daher nur noch, dass sie auch mit zwei durch eine feste Zwischenwand getrennten Feuerheerden und Rosten versehen sind, die man durch ebenfalls getrennte Thüren verschliessbar gemacht hat. Nachher wird sich Gelegenheit finden, diese Kesselgattung mit einer noch anderen, jetzt beliebten, zu vergleichen.

C. Kessel mit Innenfeuer[2]).

Je nach der Grösse giebt man dieser Kesselgattung (Fig. 390 im Längendurchschnitte gezeichnet) ein einziges Innenrohr, das durch die ganze Länge reicht und zur Aufnahme des Feuerrostes dient (Cornwall- Kessel)[3]), oder man bringt, wie Fig. 389 und 391 zeigen, zwei solche Rohre parallel neben einander an (Fairbairn-Kessel).

Indem wir hinsichtlich der Kessel mit einem Feuerrohre auf die unten angegebenen Quellen verweisen, liefern wir hier nur Abbildungen des sogenannten (jetzt am meisten verbreiteten) Fairbairn-Kessels[4]).

1) Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1858, S. 8. — Redtenbacher hat die Kessel mit zwei unten liegenden Vorwärmröhren und mit Zwischenfeuer in der vierten Auflage seiner Resultate, Taf. XXVI aufgenommen und dafür ganz richtig die noch in der dritten Auflage enthaltenen französisch-belgischen Modekessel, mit zwei Siederöhren und Unterfeuerung, weggelassen!

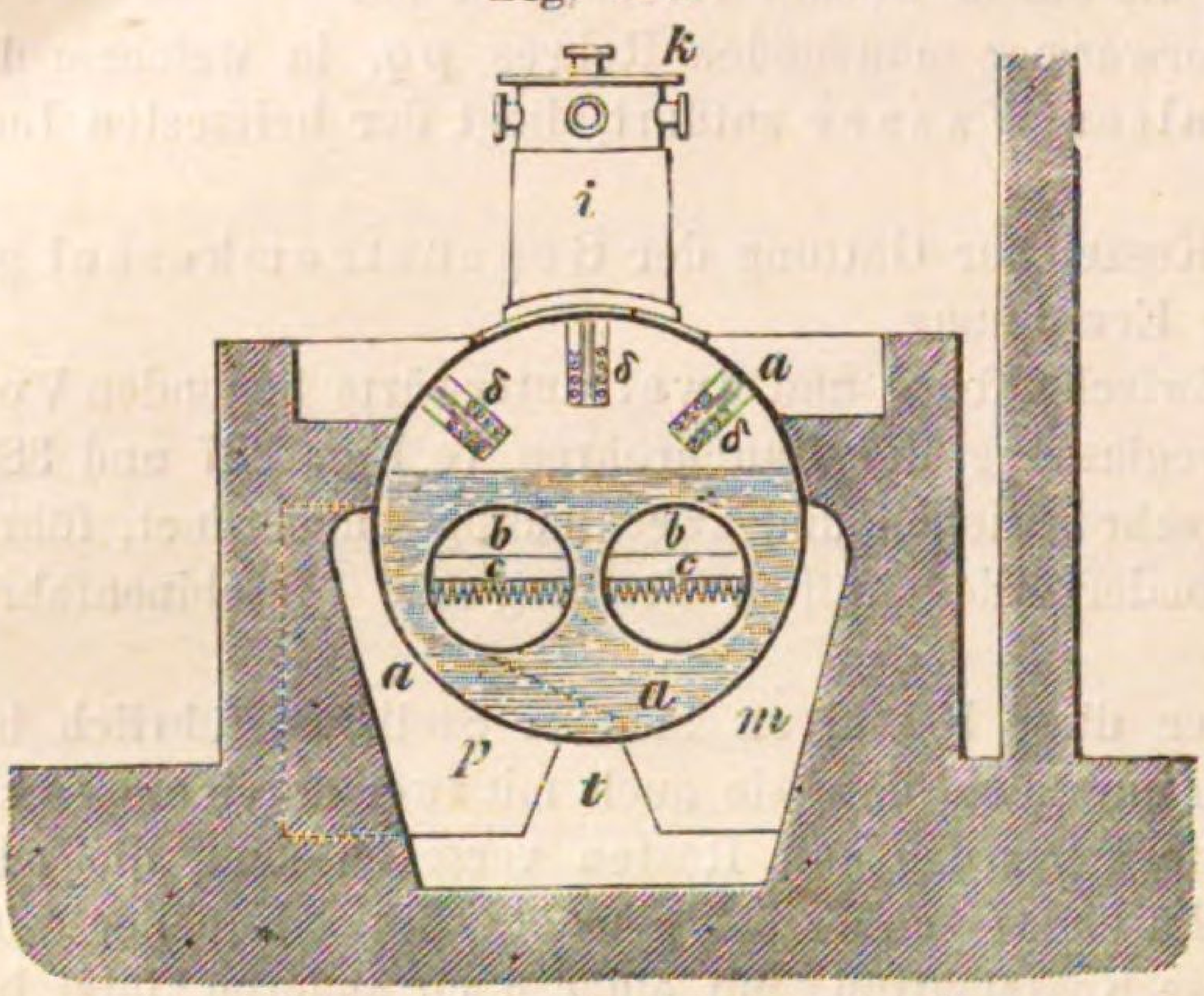
2) Die ersten Kessel mit inwendigem Feuerheerde scheint der bereits in der geschichtlichen Einleitung über die Dampfmaschinen (S. 518) rühmlichst erwähnte Amerikaner Evans angewandt zu haben. Man sehe deshalb die bereits wiederholt citirte Abhandlung der königl. preussischen technischen Deputation für Gewerbe, S. 108, Taf. XX, Fig. 6.

3) Die schönsten Abbildungen von Cornwall-Kesseln findet man in dem oben citirten Werke Wicksteed's. Auch in Armengaud's Traité des moteurs à vapeur, und zwar auf Pl. 4, findet sich eine vortreffliche Abbildung eines Cornwall-Kessels mit einem Siederohre im Feuerrohre.

4) Später hat Fairbairn („Engineer" vom 29. März 1872, S. 222) soge-

Wie aus Fig. 389 und 391 erhellt, werden die naturgemäss völlig getrennten Roste *c*, mit Ausnahme der Eintragsöffnung (Feuerthürstelle) *f*, überall vom Wasser umgeben, während die von den Rosten abziehenden Verbrennungsproducte folgende Wege zu nehmen haben. Sie gehen zuerst in beiden Röhren *b* nach hinten und vereinigen sich im gemeinsamen Canale *l* (Fig. 391), demzufolge gleichzeitig eine theilweise Rauchverbrennung stattfindet. Hieraufstreichen die heissen Gase im Canale *m* an der Langseite des Kessels wieder nach vorn, treten in eine versenkte Grube *n* (Fig. 390), gehen unter beiden Rosten hindurch nach dem Längencanale *p* der anderen Seite und strömen endlich, von *q* aus die Oeffnung des Schiebers *r* passirend, von *s* aus in den Schornstein. Getrennt werden die Räume *m* und *p* übrigens durch das Mauerwerk *t*, das in der Grundrissfigur durch punktirte Linien hervorgehoben ist[1]).

Fig. 389.



Zur gehörigen Verstärkung der ebenen Endflächen sind sogenannte Stirnbleche δ angebracht, welche jedoch in unserer Figur an der Vorderfläche des Kessels fehlen. Der Dom *i* hätte besser am anderen Ende als unmittelbar über dem Feuerroste (wo die Wallungen am grössten sind) Platz finden sollen, wie dies auch unter Anderem bei derartigen Kesseln der Fall ist, welche die Fabrik des Herrn Piedboeuf in Aachen liefert[2]).

nannte Fünf-Röhren-Dampfkessel construirt, wobei die Feuerröhren mit inliegendem Roste von weiteren concentrischen Röhren umgeben sind, welche man ganz mit Wasser füllt, so dass erstere äusserlich überall von Wasser bespült werden. Ueber diesen vier Röhren liegt parallel ein fünftes Rohr, welches halb mit Wasser, halb mit Dampf gefüllt ist. Dies Kesselsystem bietet offenbar den Vortheil, dass die Feuerröhren überall gleichen Druck erfahren und möglichst gleicher Temperatur ausgesetzt sind. Indess sind sie verhältnissmässig complicirt und dürfte eine allgemeinere Anwendung derselben kaum zu erwarten sein.

1) Der Kessel unserer Skizzen gehört speciell zum Betriebe eines Dampfhammers in der Hannoverschen Maschinenbau-Actien-Gesellschaft (vormals G. Egestorff) in Linden vor Hannover und hat nachbemerkte Hauptdimensionen (engl. Maasse): Durchmesser 5 Fuss 6 Zoll; Länge 17 Fuss (örtlicher Verhältnisse wegen sehr kurz); Durchmesser jeder der Flammröhren 21 Zoll; totale Rostlänge 6 Fuss.

2) Man sehe die Abbildungen eines solchen Kessels bei Bede auf Taf. XI. Mit neueren Verhältnissen finden sich Abbildungen solcher Piedboeuf'scher

Ein wesentlicher Gegenstand sind die wie gewöhnliche Mannlöcher verschliessbaren Endöffnungen *g* unterhalb der Heerdröhren, wodurch allein ein gründliches Reinigen und zeitweises Untersuchen dieser Kessel möglich wird.

Lässt sich auch gegen diese Kessel sehr viel einwenden, z. B. dass sie

Fig. 390.

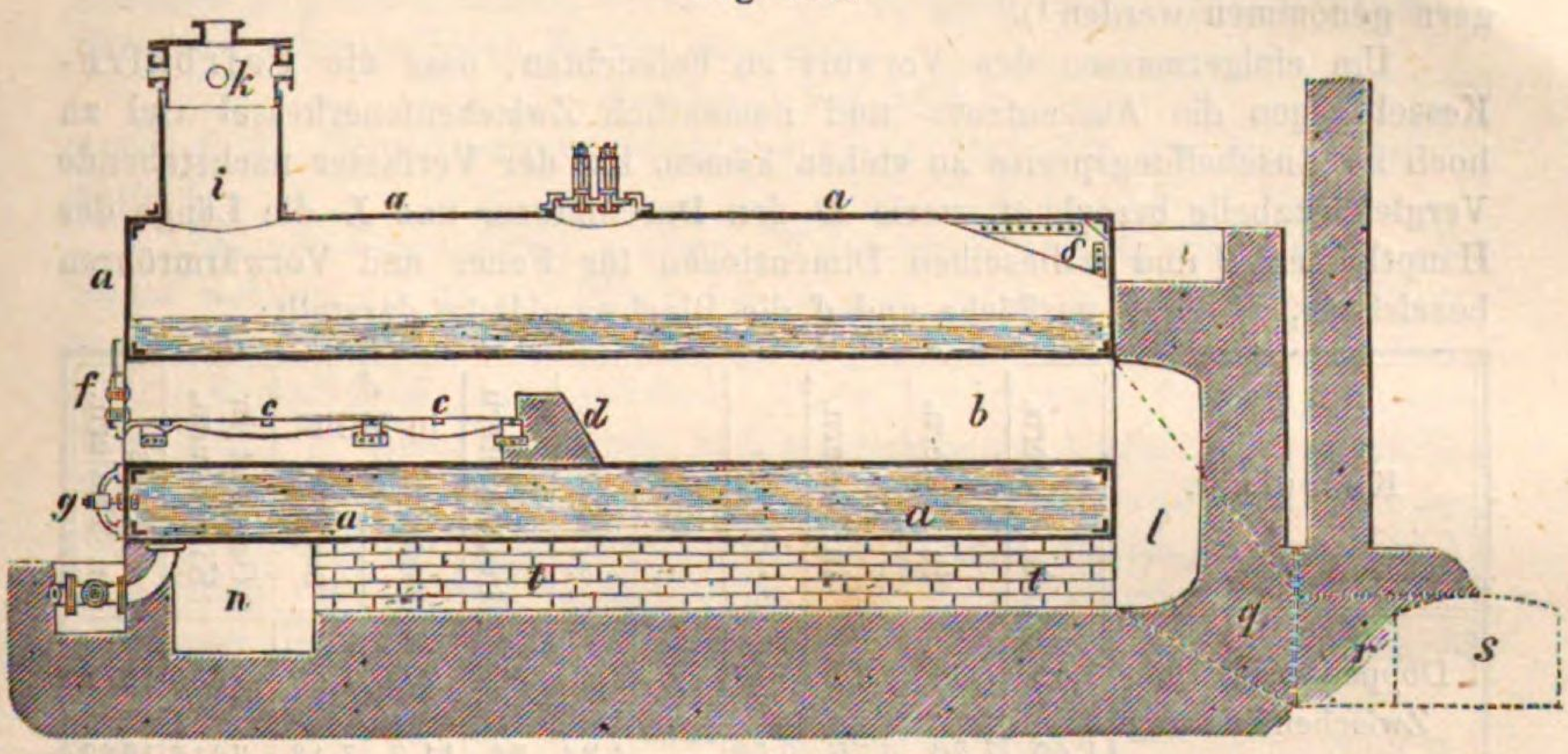
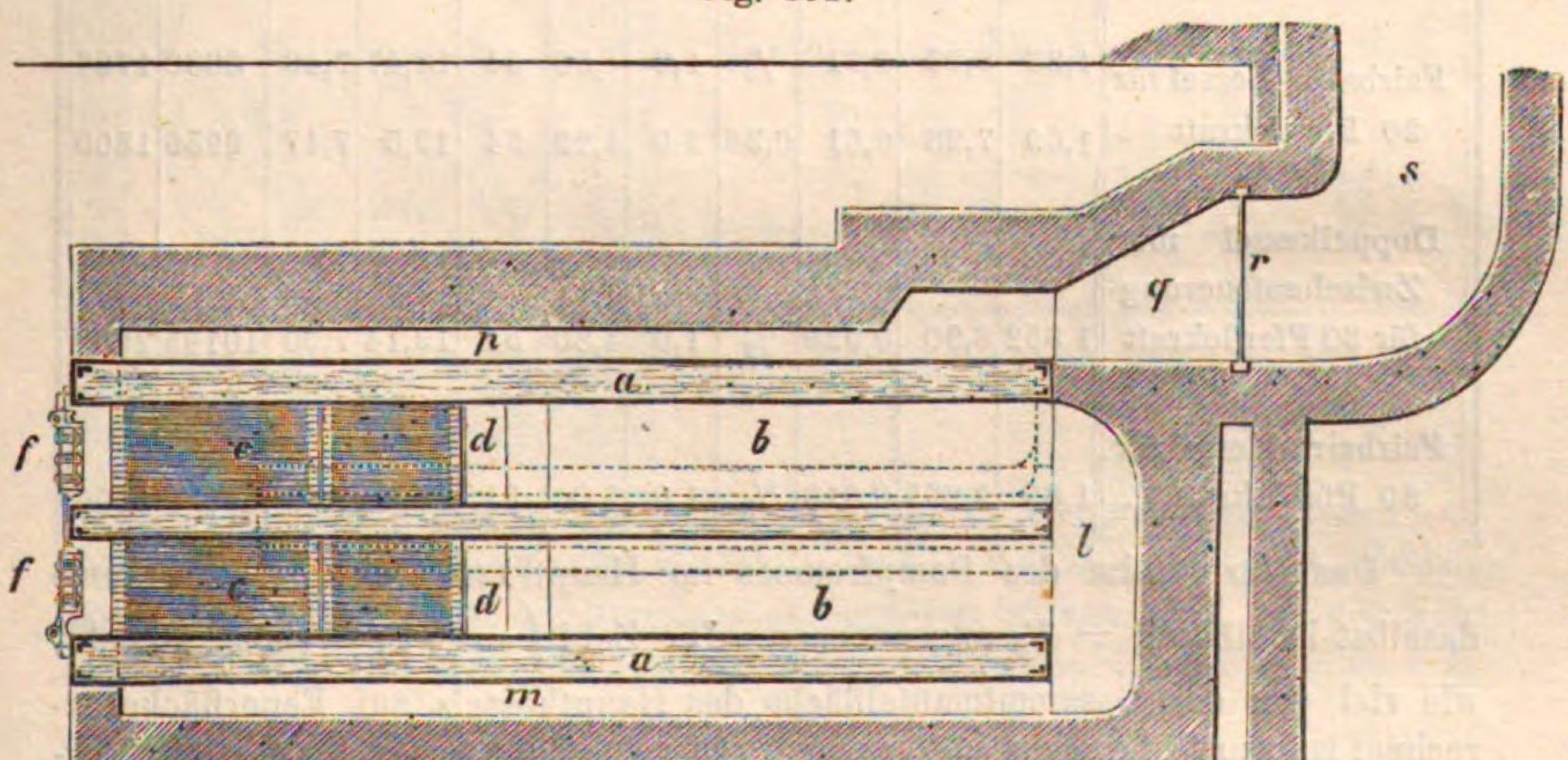


Fig. 391.



für den Platz der Heerdröhren grosse Durchmesser erhalten müssen, deshalb dicke Wände bekommen und sehr in's Gewicht fallen, dass sich die Heerdröhren unterwärts mit mehr oder weniger Flugasche füllen, also der Kessel innerhalb mit schlechten Wärmeleitern bedeckt wird, alle Theile sich mehr

Kessel in den Mittheilungen des Gewerbevereins für Hannover, Jahrg. 1871, Tafel VI nebst zugehörigen Beschreibungen S. 149 und 150.

oder weniger ungleich ausdehnen, einzelne Stellen leicht durchbrennen oder verrosten u. dgl. m. — so ist es dennoch eine entschiedene Thatsache, dass diese Kessel grosse Heizflächen darbieten, demnach viel Dampf liefern, leicht befahren und deshalb schnell reparirt und leicht gereinigt werden können und daher von den Praktikern, namentlich in Norddeutschland und England, sehr gern genommen werden [1]).

Um einigermassen den Vorwurf zu beleuchten, dass die Fairbairn-Kessel gegen die Aussenfeuer- und namentlich Zwischenfeuerkessel viel zu hoch im Anschaffungspreise zu stehen kämen, hat der Verfasser nachstehende Vergleichstabelle berechnet, worin D den Durchmesser und L die Länge des Hauptkessels, l und d dieselben Dimensionen für Feuer und Vorwärmröhren bezeichnen, F die Feuerfläche und δ die Blechwanddicke darstellt:

Kesselart.	D in Metern.	L in Metern.	d in Metern.	$\frac{d}{D}$	$\frac{l}{L}$	$\frac{L}{D}$	F in Q.-Metern.	δ in Millimetern. Kessel.	δ in Millimetern. Rohr.	Gewicht in Kilogramm.	Preis in Thalern.
Doppelkessel mit Zwischenfeuerung für 20 Pferdekraft	1,52	7,30	0,75	$\frac{1}{2}$	1,0	4,80	34	12,0	7,40	7850	1570
	1,49	7,30	0,75	0,53	$\frac{2200}{2325}$	4,84	34	11,3	7,13	7612	1522
Fairbairn-Kessel für 20 Pferdekraft .	1,83	8,23	0,61	$\frac{1}{3}$	1,0	4,50	34	13,47	7,40	8830	1766
	1,69	7,28	0,61	0,36	1,0	4,29	34	12,5	7,47	8956	1800
Doppelkessel mit Zwischenfeuerung für 30 Pferdekraft	1,852	8,90	0,926	$\frac{1}{2}$	1,0	4,80	51	13,14	7,90	10195	2039
Fairbairn-Kessel für 30 Pferdekraft .	1,85	9,265	0,618	$\frac{1}{3}$	1,0	5,0	51	14,0	7,0	10500	2100

Das Verhältniss des Dampfraumes im Hauptkessel zum Wasserraume daselbst ist überall $= \frac{2}{3}$ angenommen. Die Zahl $\left(= \frac{1}{m}\right)$, welche angiebt, wie viel von der Gesammtmantelfläche des Hauptkessels auf Feuerfläche gerechnet ist, wurde durchaus $= \frac{4}{7}$ gesetzt. Dieselbe Zahl wurde für dasselbe Verhältniss $\left(= \frac{1}{m_1}\right)$ in Bezug auf die Heerdröhren beibehalten, mit Ausnahme des

1) In der grossen Baumwollspinnerei in Linden vor Hannover sind nicht weniger als neun solcher Piedboeuf'scher Kessel in stetem Gebrauche, jeder von 7 Fuss (engl.) Durchmesser und von 30 Fuss Länge mit Heizröhren von 30 Zoll Durchmesser, womit die Besitzer (beiläufig gesagt, gute Finanzmänner) sehr zufrieden sind. Der gemauerte Schornstein hat 180 Fuss Höhe, unten 16 Fuss, oben 8 Fuss im Durchmesser. Weitere Angaben über dies grossartige musterhafte Etablissement finden sich in den Mittheilungen des Hannov. Gewerbevereins 1860, S. 220.

zweiten und sechsten Kessels, wo $^2/_3$ gewählt wurde. Pro Pferdekraft sind überall 1,7 Quadratmeter (= 20 Quadratfuss hannov.) Feuerfläche angenommen. Bei der Gewichtsberechnung hat man Niete und sonstige nothwendige Gegenstände zu 25 Procent veranschlagt[1]).

Die Wanddicke δ bestimmte man nach der früher in Preussen vorschriftsmässigen Exponentialformel, deren Werthe übrigens nicht merklich von der in Hannover gebräuchlichen Formel abweichen:

$$\delta = 1{,}5\,.\,n\,D + 2{,}62,$$

worin n die Dampfspannung in Atmosphären über den äusseren Luftdruck angiebt.

Die verhältnissmässig geringe Widerstandsfähigkeit aller (namentlich weiter Röhren, welche nur Druck von Aussen erfahren, wird oft als ein fernerer Grund gegen die Verwendung der sogenannten Cornwall- oder Fairbairn-Dampfkessel hervorgehoben, allein bei rechter Vorsicht, gehöriger Wandstärke[2]), gutem Materiale und aufmerksamer Ausführung (sorgfältiger Arbeit), fällt auch dieser Einwurf hinweg, namentlich wenn man die Feuerröhren, auf ungefähr je 3 Meter Länge mit Verstärkungsringen der oben besprochenen Construction versieht. Noch mehr umgeht man diesen Einwurf, wenn man die Feuerröhren mit kegelförmigen Wasserröhren *abcd* (Fig. 392

Fig. 392.

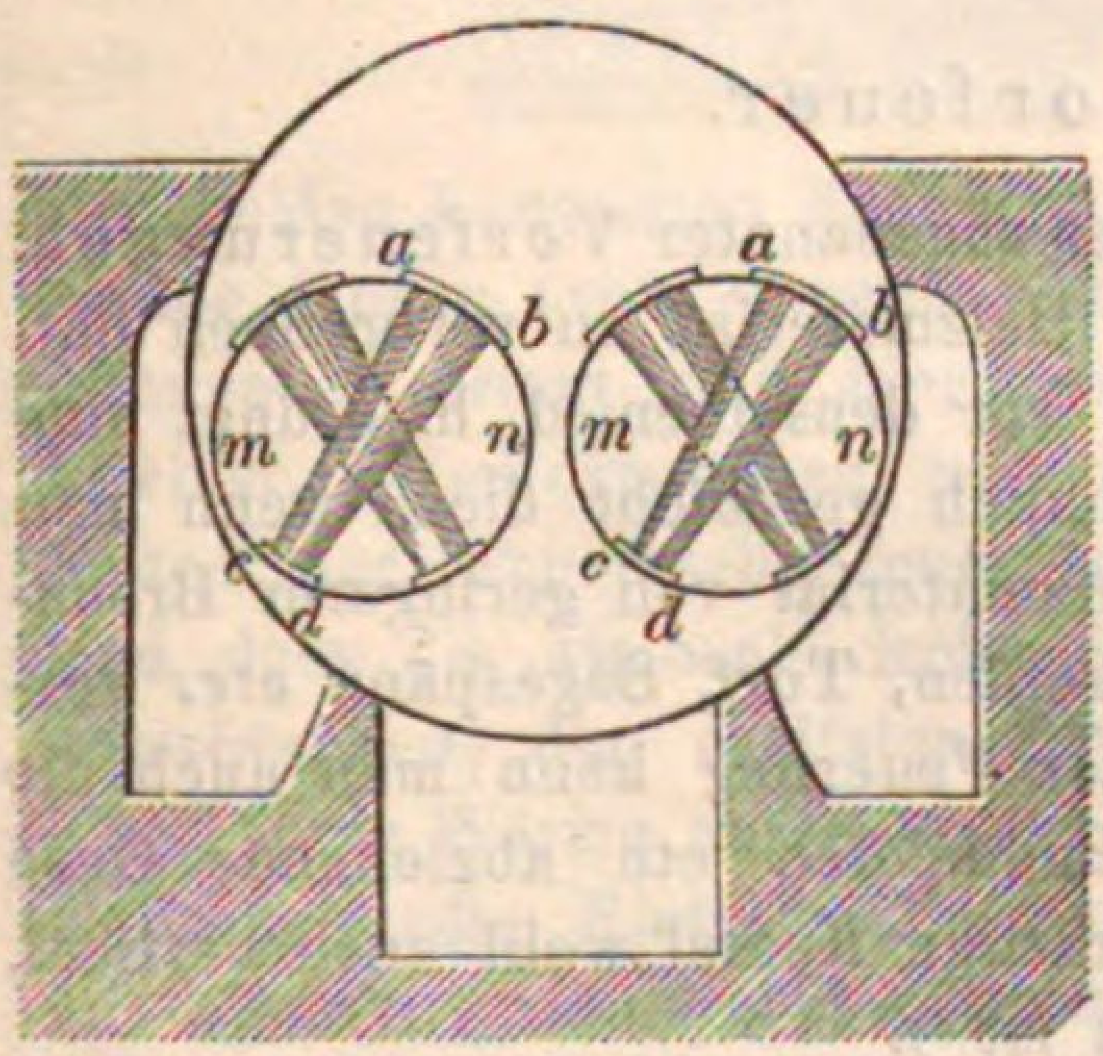
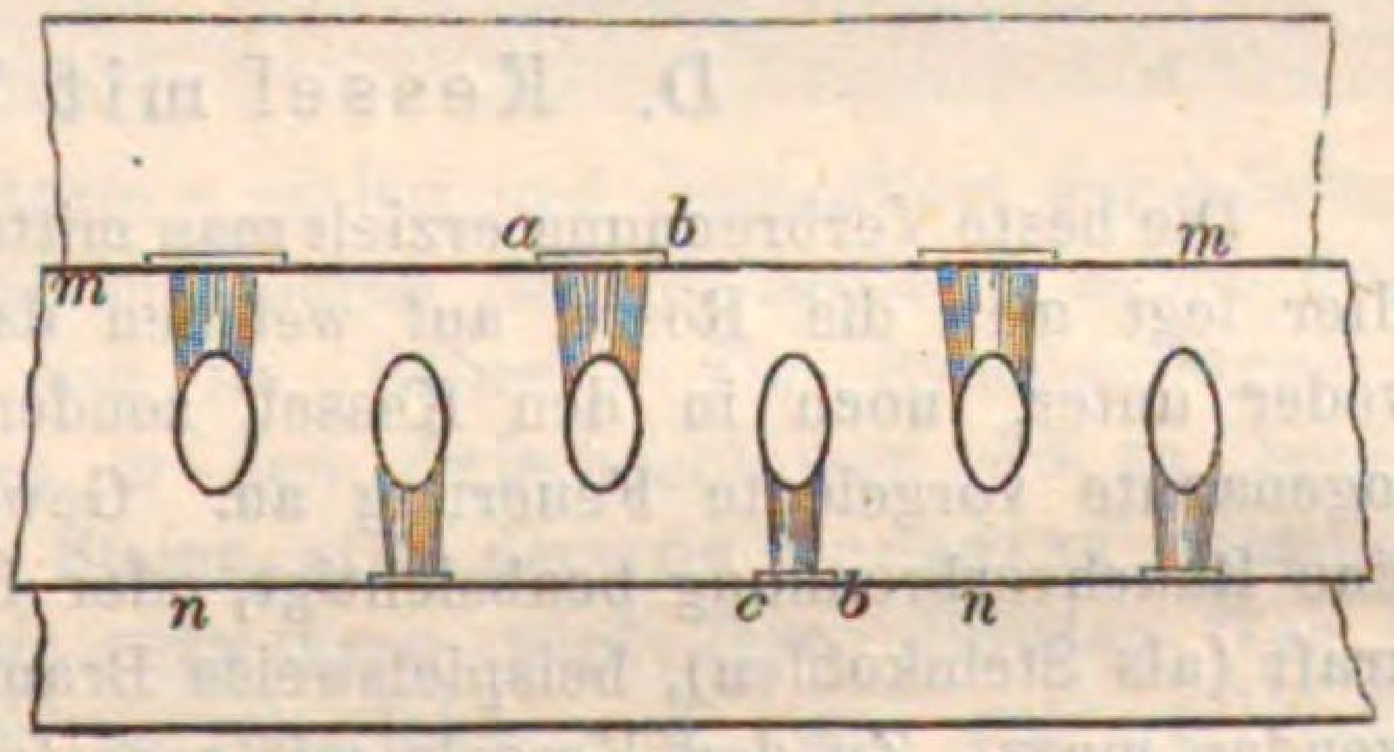


Fig. 393.



und 393) nach der Anordnung von Galloway & Sons in Manchester versieht und die bereits (seit mehr als 20 Jahren) in England grosse Verbreitung gefunden haben. Diese kegelförmigen Siederöhren wirken nicht nur als Stehbolzen auf die Vergrösserung der Widerstandsfähigkeit der Feuerrohre *mm*,

1) Zur Berechnung des Durchmessers vom Hauptkessel wurde überall die Redtenbacher'sche Formel benutzt:

$$D = \sqrt{\frac{F}{n\,\frac{L}{D}\left[\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\left(\frac{d}{D}\right)\left(\frac{l}{L}\right)\right]}}.$$

2) Nach Fairbairn ist die Wanddicke = δ (in Millimetern) mittelst der Formel zu berechnen: $\delta = 0{,}27\sqrt{p\,L\,d}$, wenn p den Dampfdruck in Kilogrammen, d den Durchmesser des Feuerrohrs in Centimetern und L die freie Rohrlänge in Metern bezeichnet.

nn, in deren Vordertheile ganz so wie in Fig. 390 u. 301 die Roste placirt sind, sondern sie gleichen auch die Temperaturen zweckmässig aus. Zur vortheilhaften Befestigung dieser Galloway-Röhren (wie man sie gewöhnlich zu nennen pflegt) muss die obere Oeffnung im betreffenden Feuerrohre *mn* so gross sein, dass der Flantsch *cd* der kleinen Kegelbasis noch hindurchgehen kann, derartig, dass dann der grössere Flantsch *ab* ausserhalb im Mantel von *mn*, der kleinere Flantsch *cd* aber in das Innere des Feuerrohres zu liegen kommt. Allerdings macht man diesen Kesseln den Vorwurf, dass die kegelförmigen Siederohre das Befahren, Reinigen und Repariren des Kessels erschweren, das Ablagern von Flugasche befördern und mit Ausnahme der eigentlichen Röhrenkessel, viel theurer sind als alle anderen Kessel der Cylindergattung. Der Verfasser kann nach seinen Erfahrungen nur Gutes über diese Kesselgattung berichten. Allerdings müssen die Versteifungsrohre *abcd* an sich vollkommen gut fabricirt, dann aber auch recht sorgfältig in den Feuerrohren befestigt werden. Was die Klage des hohen Anschaffungspreises betrifft, so muss man beachten, dass wohlfeile Gegenstände des Maschinenwesens selten viel taugen. Schöne Abbildungen des in Wien (1873) ausgestellten „Galloway-Kessels" der Gebrüder Sulzer in Winterthur liefert v. Reiche im 2. Bde. seines Buches über Dampfkessel (Leipzig 1874) S. 22—24.

D. Kessel mit Vorfeuer.

Die beste Verbrennung erzielt man mittelst sogenannter Vorfeuerungen. Hier legt man die Roste, auf welchen das Heizmaterial zu verbrennen hat, weder unter, noch in den Kessel, sondern vor denselben, d. h. ordnet eine sogenannte vorgelegte Feuerung an. Gewöhnlich geschieht dies, wenn man eine Rauchverbrennung beabsichtigt, oder Heizmaterial von geringerer Brennkraft (als Steinkohlen), beispielsweise Braunkohlen, Torf, Sägespäne etc. verwenden muss. Zu den Kesseln mit vorgelegter Feuerung kann man auch die zählen, welche man durch aus Hochöfen, Puddelöfen etc. abziehende Gase heizt. Im Falle Platzmangels stellt man derartige Kessel wohl auch vertical, obwohl dies, im Allgemeinen, nicht zu rathen ist [1]).

Eine Vorfeuerung (des Herrn Ingenieur Krigar in Hannover) mit Planrost zum Zwecke der Rauchverbrennung [2]), wenn Steinkohlen das Brennmaterial bilden, stellen die Fig. 394 und 395 dar. Man erkennt ohne weiteres, dass der Kessel selbst zur Cornwall-Kessel-Gattung gehört, wo *i* das Feuerrohr und *t* der cylindrische Hauptkessel ist. Die

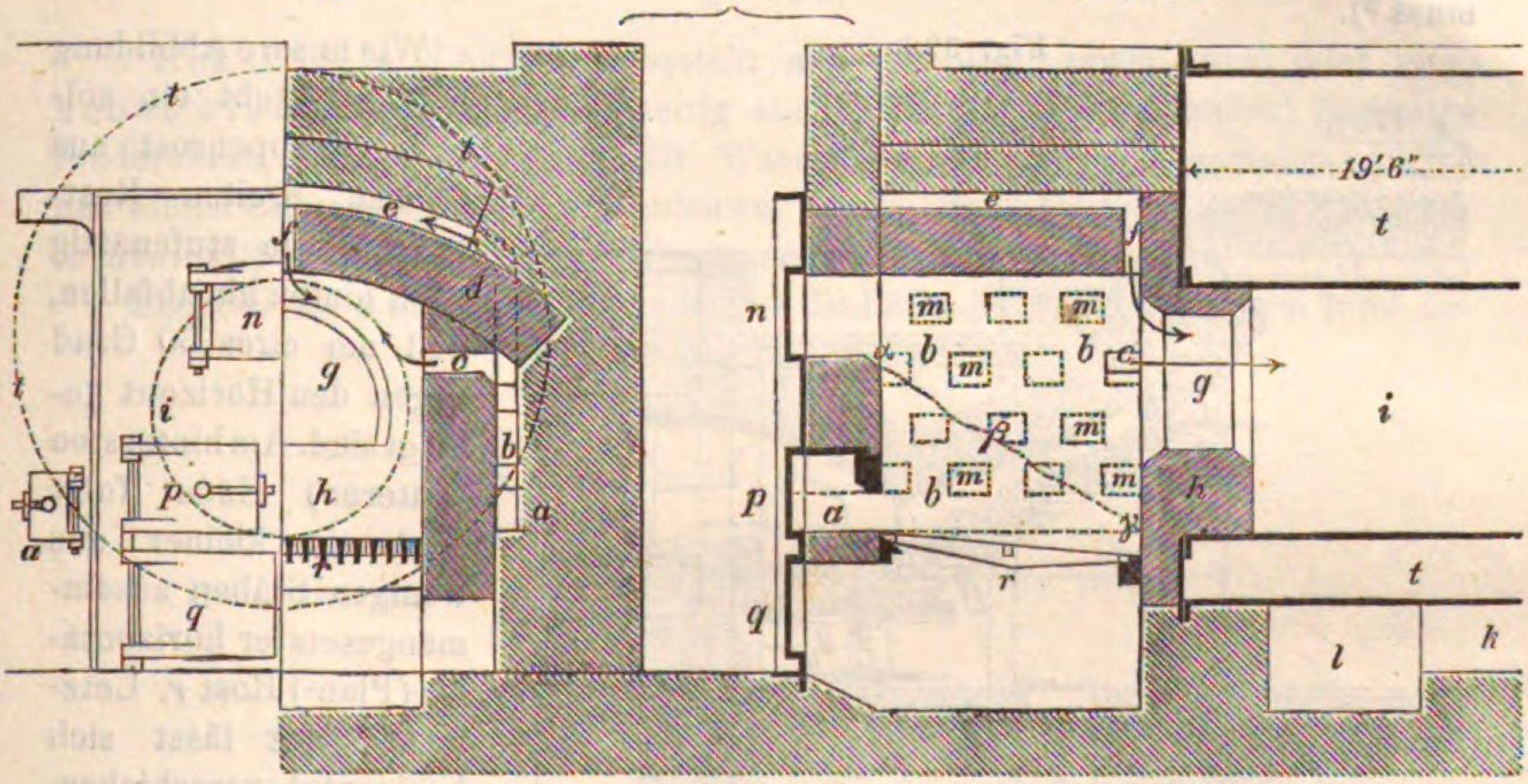
1) Ein schönes Beispiel der Verwendung vertical stehender Dampfkessel liefern u. A. vier Kessel des Limburger Fabrik- und Hüttenvereins, welche von den aus Stahl-Puddelöfen abziehenden Gasen geheizt werden.

Man sehe über diese Kessel den Jahrg. 1869, S. 278 der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. Pro und Contra über diese Kessel findet sich ebendaselbst, Jahrg. 1868, S. 598 und Jahrg. 1870, S. 725.

2) Ueber Rauchverbrennung und Rauchverbrennungsapparate handelt Wedding (nach dem Engländer William) in den Verhandlungen zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, Jahrg. 1857, S. 36 u. 87. Ferner Dr. Seyferth in seiner Preisschrift „Rauchverbrennungseinrichtungen", Dresden 1860.

Rauchverbrennung wird durch eine grosse Menge atmosphärischer Luft bewirkt, die man vorher so weit als möglich erhitzt, so dass der Verbrennungsstelle vorzugsweise heisse Luft zugeführt wird. Hierzu sind *aa* Eintrittsstellen für die frische (kalte) atmosphärische Luft, die längs den Wänden *bb*, parallel

Fig. 394. Fig. 395.



den beiden Langseiten über dem Roste *r* erhitzt und dann direct durch Seitencanäle *c* oder (von *d* nach *e* strömend) durch Scheitelcanäle *f* in die Halsöffnung *g* dringt und hier, so wie im Rohre *i* die Rauchverbrennung bewirkt. Hervorzuheben ist, dass in den Zwischenräumen *bb* zu beiden Seiten der Feuerstelle feuerfeste Steine *mm* derartig versetzt gemauert sind, dass die atmosphärische Luft gezwungen wird, ihren directen Weg zu unterbrechen, die erhitzten Steine zu umspielen und einen entsprechenden Theil ihrer Wärme aufzunehmen. Ferner dürfte zu bemerken sein, dass *n* die Füllthüre (die Eintragstelle des frischen Brennmateriales), dagegen *p* eine mit kleinen Luftzuführklappen ausgestattete Thür zum Abziehen der Schlacken und endlich *q* die sogenannte Aschenthür ist.

Als eine nothwendige Bedingung der Wirksamkeit dieser Vorfeuerung mit Rauchverbrennung bezeichnet man die, dass das aufgeschüttete Brennmaterial sich stets nach einer Böschung oder geneigten Fläche über dem Roste lagert, welche durch die gewellte Linie $\alpha\beta\gamma$ (Fig. 395) angedeutet ist.

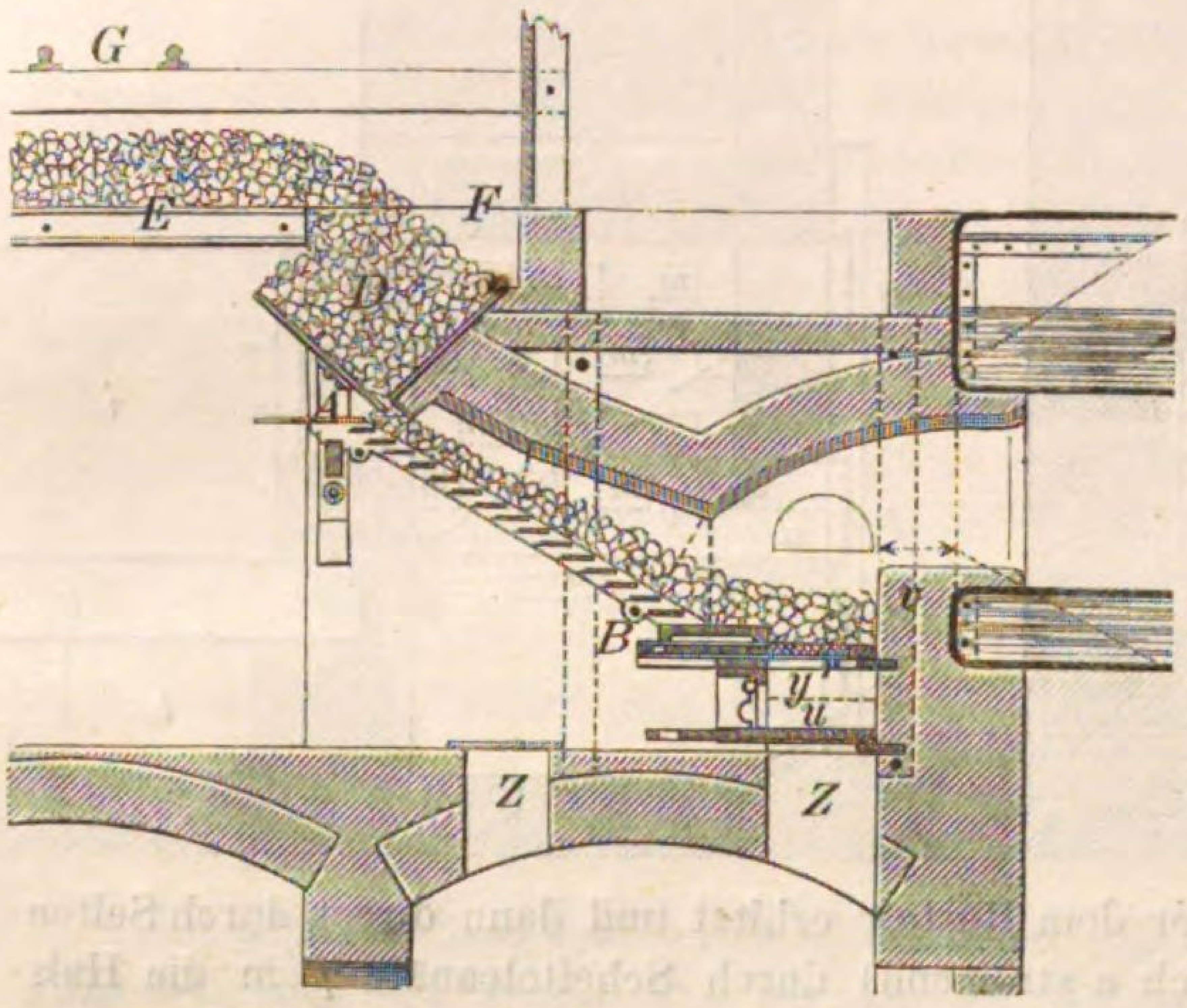
Krigar hebt in seinen Mittheilungen über den Erfolg dieser Anordnung hervor, dass die Rauchverbrennung fast total sei, circa 20 Procent Brennmaterial erspart würden und überdies die feuerfesten Steine (in unseren Skizzen durch enger schraffirte Flächen hervorgehoben) mindestens zwei Jahre hielten, endlich auch weder an den (gusseisernen) Roststäben noch an dem Mauerwerke, während gedachter Zeit, erhebliche Reparaturen vorgekommen wären [1]).

Von anderer Seite wird der Wärmeverlust durch die Ausstrahlung des sogenannten Vorkörpers über und um den Rost, als ein Uebel derartiger Vorfeuerungen bezeichnet, so wie man behauptet, dass die von der Stichflamme vorn im Scheitel von *i* getroffenen Bleche sehr schnell durchbrennen!

1) Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1871, S. 211.

Nachstehende Vorfeuerung mit sogenanntem Treppenroste AB (Fig. 396) wird von der Direction des Magdeburger Vereins für Dampfkesselbetrieb besonders für den Fall empfohlen, dass es sich um die Verbrennung von Braunkohlen, Torf, Sägespänen etc. handelt [1]). Indess wendet man diese Roste auch dann mit Erfolg an, wenn man schlechtere Steinkohlensorten verbrennen muss [2]).

Fig. 396.



Wie unsere Abbildung lehrt, besteht ein solcher Treppenrost aus flachen, breiten Roststäben, die stufenartig nach hinten hin abfallen, und um circa 30 Grad gegen den Horizont geneigt sind. Am hintersten (unteren) Ende folgt noch ein kleiner aus wenigen Stäben zusammengesetzter horizontaler (Plan-) Rost *r*. Letzterer Rost lässt sich horizontal verschieben, so dass Schlacke und Asche in den Raum *y* gelangen können. Nach Trennung dieser Theile lässt man die Asche durch Oeffnungen *z* in eine besondere Grube fallen. Die Feuerbrücke *v* steht rechtwinklig zum Roste und hat über letzteren circa 300 Millimeter Höhe. Die vorhandenen Kanten sind abgerundet. Zum Zwecke einer möglichst continuirlichen Beschickung ist am oberen Ende A des Rostes ein Rumpf D angebracht, dessen Wände unter einem beträchtlich grösseren Winkel geneigt sind, als der natürliche Böschungswinkel der Braunkohle beträgt. Der darüber liegenden Horizontalfläche (Bühne) EF werden die Kohlen in kleinen Wägelchen auf Eisenschienen G zugeführt, von wo aus man sie auf die Rumpfe D stürzt etc.

II. Röhrenkessel.

§. 102.

A. Wasserröhrenkessel.

Die ersten Dampfkessel mit Wasserröhren scheinen, soweit die Forschungen des Verfassers reichen [3]), im Anfange dieses Jahrhunderts bei amerikanischen Versuchs-Dampfbooten in Anwendung gekommen zu sein. In Deutschland

1) Vierter Geschäftsbericht 1874. Lüneburg 1875, S. 81.

2) Ausführlicheres über Treppenroste findet sich mit schönen Abbildungen begleitet in v. Reiche's (erste Abtheilung) Handbuche „Anlage und Betrieb der Dampfkessel," S. 62—70.

3) Allgem. Maschinenlehre, Bd. 4, S. 284.

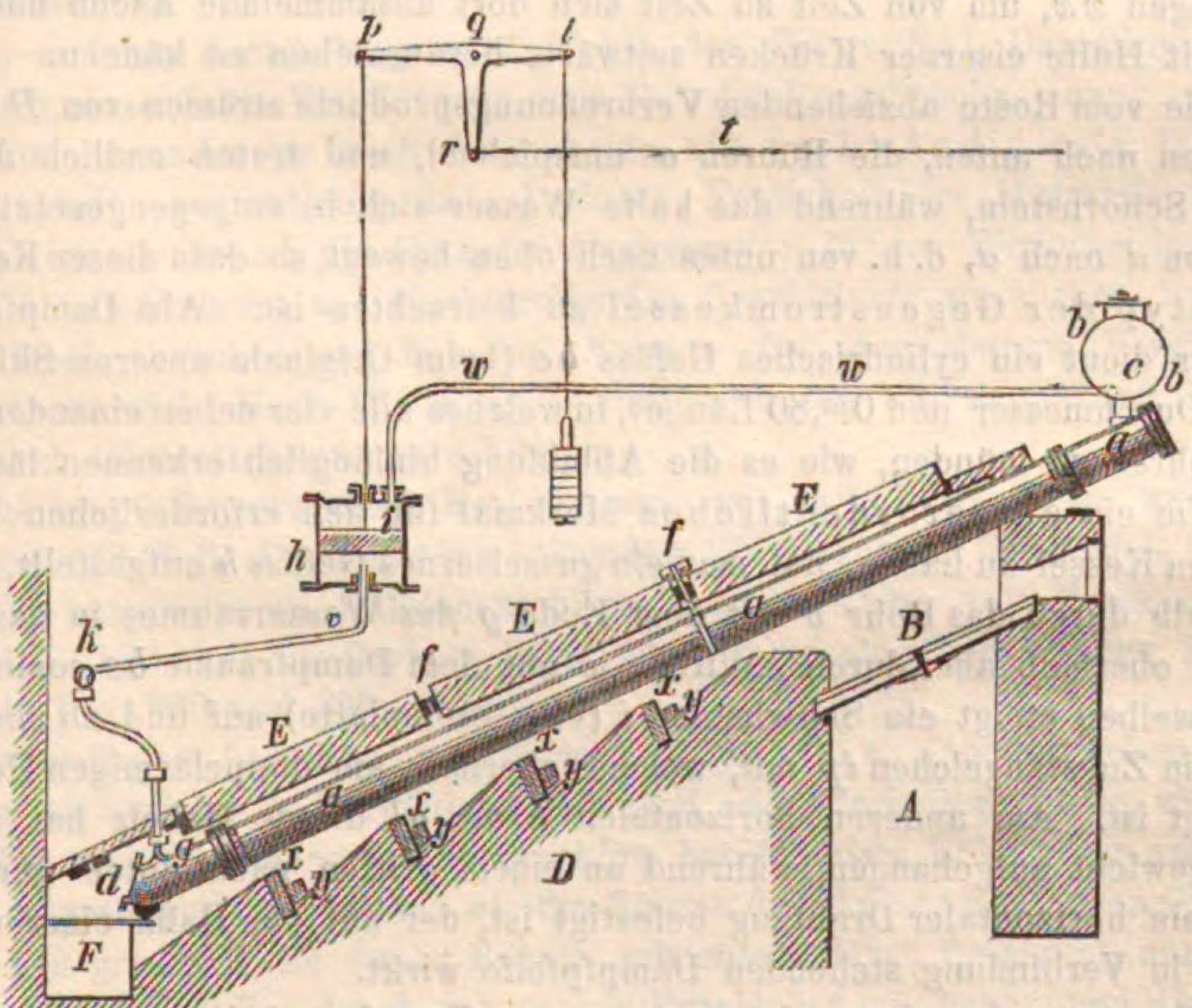
haben sich um deren Construction und Verbreitung vor Allen der Bergrath Henschel in Cassel (bereits bei den Achsial-Turbinen S. 378 rühmlichst gedacht) und der Dr. Alban in Plaue (Mecklenburg-Schwerin) [1]) verdient gemacht.

§. 103.

Henschel's Kessel [2]) besteht aus mehreren (zwei, drei oder vier) neben einander (nicht gleichzeitig auch über und unter einander) liegenden Sideröhren, welche fast ganz mit Wasser gefüllt sind und gemeinschaftlich mit einem Dampfbehälter communiciren, der an ihrem oberen Ende, und zwar rechtwinklig zu ihrer Längenrichtung, angebracht ist.

Fig. 397 ist dem unten angegebenen Bulletin Pl. 967 entnommen und be-

Fig. 397.



steht dieser Kessel speciell aus vier unter gleichen Winkeln (24 Grad) gegen den Horizont geneigten Röhren von 12 bis 15 Centimeter Durchmesser und $3^1/_3$ Meter Länge [3]). Die Röhren *a* (in unserer Skizze nur eine sichtbar) lassen zwischen einander hinreichenden Raum für den Durchgang der Flamme und ihre

1) „Die Hochdruckdampfmaschine," Rostock und Schwerin 1843.

2) Die vollständigsten Abbildungen dieser Kesselgattung enthält das Bulletin de la soc. d'encouragement, 44e Année, 1845, Pl. 967 bis 969, und zwar veranlasst durch den Preis von 6000 Franken, welchen die gedachte Gesellschaft Herrn Henschel (in Cassel) wegen des hohen Sicherheitsgrades seines Kessels (gegen Explosionen) ertheilte.

3) An gedachter Skizze hat der Verfasser diejenige Aenderung vorgenommen, mit welcher u. A. die schönen Kessel in den hessischen Kohlenbergwerken in

Gesammtfläche ist zugleich Heizfläche, die derartig intensiv von dem Feuer bestrichen wird, dass man bei der Construction des Kessels gewöhnlich pro Pferdekraft nur 6 bis 10 Quadratfuss (0Q.-M.,56 bis 0Q.-M.,39) Heizfläche, statt bei anderen Kesseln 12 bis 20 Quadratfuss (1Q.-M.,1 bis 1Q.-M.,9) in Rechnung zu bringen braucht.

An ihren höchsten Stellen ruhen die Siederöhren *a* auf dem Mauerwerke des zugehörigen Ofens, während sich ihre unteren Enden gegen gusseiserne Träger stützen und zwischen den Enden noch Gehänge angebracht sind, welche durch die gusseisernen Rahmen *f* hindurch treten, mit feuerfesten Steinen *E* ausgefüllt und gleichsam als Decke des Kesselofens zu betrachten sind.

Um die Röhren leicht reinigen zu können, hat man an den unteren Enden zweckmässige Verschlussdeckel *d* angebracht, in deren Nähe bei *g* auch der Eintritt des von *K* herkommenden Speisewassers stattfindet.

In den Wänden der Abtreppungen des Mauerwerkes *D* befinden sich Oeffnungen *x x*, um von Zeit zu Zeit sich dort ansammelnde Asche und Schlacken mit Hülfe eiserner Krücken seitwärts herausziehen zu können.

Die vom Roste abziehenden Verbrennungsproducte strömen von *B* nach *x*, von oben nach unten, die Röhren *a* umspielend, und treten endlich durch *F* in den Schornstein, während das kalte Wasser sich in entgegengesetzter Richtung von *d* nach *a*, d. h. von unten nach oben bewegt, so dass dieser Kessel als Prototyp der Gegenstromkessel zu betrachten ist. Als Dampfsammelbehälter dient ein cylindrisches Gefäss *bc* (beim Originale unserer Skizze von 0m,27 Durchmesser und 0m,80 Länge), in welches alle vier neben einander liegenden Röhren so münden, wie es die Abbildung hinlänglich erkennen lässt.

Um ein ausserordentliches Merkmal für den erforderlichen Wasserstand im Kessel zu haben, hat man ein gusseisernes Gefäss *h* aufgestellt, welches unterhalb durch das Rohr *v* mit dem Ende *g* des Wasserraumes in den Siederöhren, oberhalb aber durch ein Rohr *w* mit dem Dampfraume *bc* communicirt. In demselben steigt ein Schwimmer *i* (eine Steinplatte) auf und ab und nimmt dabei ein Zugstängelchen *ip* mit, welches oberhalb am doppelarmigen Hebel *pql* befestigt ist. Am anderen horizontalen Arme *ql* dieses Hebels hat man ein Gegengewicht aufgehangen, während an einem dritten nach unten gerichteten Arme ein horizontaler Drahtzug befestigt ist, der auf den Hahn einer mit dem Kessel in Verbindung stehenden Dampfpfeife wirkt.

Die ganze Anordnung ist nun so getroffen, dass beim zu weit gehenden Sinken des Schwimmers *i* ein Drehen des Hebelarmes *qr* nach rechts und damit ein Oeffnen des Hahnes der erwähnten Dampfpfeife erfolgt, durch deren bekannten scharfen Ton der Wärter zur Vorsicht gemahnt wird.

der Nähe von Obernkirchen (nahe der Eisenbahn von Hannover nach Pr.-Minden liegend) ausgestattet sind. Daselbst hat man die früher zum Umklappen eingerichteten Roste (im Falle nicht normalen Betriebsganges des Kessels) durch feste Roste ersetzt, während man den Schwimmer auf den Hahn einer stark tönenden Dampfpfeife wirken lässt, sobald der Wasserstand zu weit herabsinkt.

Eine sehr ausführliche und zugleich schöne Zeichnung eines Henschel-schen Kessels des Obernkirchner-Kirchhorstner Reviers findet sich im Bulletin d'encouragement etc., 44e Année, Pl. 968 u. 969.

So unverkennbar aber auch die Vortheile derartiger Kessel sind, wohin ausser dem bereits erwähnten noch gehört, dass sie verhältnissmässig wohlfeil sind [1]) und dass sich Niederschläge (sogenannter Kesselstein) vorzugsweise an der tiefsten Stelle bei *g*, also da absetzen, wo der Kessel am kältesten ist und wo die Reinigung stets ebenso bequem wie rasch erfolgen kann — so besitzen sie doch auch Nachtheile, die hinreichend gewesen sind, einer allgemeineren Verwendung entgegenzutreten. Das grösste Uebel dieser Kessel ist unstreitig ihr zu geringer Fassungsraum für Wasser und Dampf, wodurch man einerseits sehr leicht zu viel Wasser in den Dampfcylinder bekommt, andererseits, bei etwas raschem Gange der Maschine, oft plötzlich nicht mehr gehörigen Dampf hat, ja die Maschine vollständig angehalten werden muss (wie der Verfasser selbst zu beobachten Gelegenheit hatte), um Zeit zum Ansammeln frischen Dampfes zu gewinnen, dabei nicht zu gedenken, dass dann auch bei rascher Arbeit die gewöhnlichen Speisepumpen recht oft nicht in erforderlicher Weise Dienste leisten [2]).

Ein anderes ebenfalls grosses Uebel der Henschel-Dampfkessel besteht darin, dass deren Wandungen, vorn über der Feuerbrücke hinaus, glühend werden können und zwar auch dann, wenn sie vollständig mit Wasser gefüllt sind! Schwächung der absoluten Festigkeit des Materials ist die Folge hiervon, während die Ursache vorzugsweise in der Wirkung der sogenannten Stichflamme auf die betreffenden Kesseltheile zu suchen ist. Um diesem Uebel vorzubeugen, hat der Director des Magdeburger Vereins für Dampfkesselbetrieb, Herr Weinlig [3]) vorgeschlagen, die exponirten Kesseltheile durch Chamottebögen zu schützen.

Eine empfehlenswerthere Kesselgattung mit verhältnissmässig weiten 30 Centimeter (12 Zoll) Durchmesser haltenden Wasserröhren findet sich bei der auf S. 530 besprochenen Halblocomobilen-Dampfmaschine von Hermann Lachapelle & Glover in Paris. Durchschnittsskizzen eines solchen Kessels lassen die Fig. 398 und 399 erkennen.

Dieser Kessel besteht aus zwei vertical gestellten, concentrischen Kreiscylindern *aa* und *bb* in Verbindung mit zwei oder drei diagonal in verschiedenen Höhen über einander angebrachten horizontalen Röhren *cc* von etwa doppelt so grossem Durchmesser wie die Röhren der Henschel'schen Originalkessel. Die grosse Weite dieser Röhren erleichtert deren Reinigung ungemein, wozu dieselben überdies durch sogenannte Putzlöcher mit bekanntem Bügelverschluss *g* zugänglich gemacht sind. Durch eben so angeordnete Oeffnungen *hh* lässt sich die Reinigung der stehenden Cylinder *aa* und *bb* vornehmen [4]).

1) Man sehe u. A. Tauberth's (nach Henschel construirte) Kesselanlage bei den zur Wasserhaltung bestimmten Dampfmaschinen zur Zeit des Baues der Dresdener Marienbrücke. Civil-Ingenieur, Bd. 2, 1856, S. 250, Taf. 32.

2) Henschel empfiehlt überhaupt eine eigenthümliche, in der That sinnreiche Construction von Speisepumpen für seine Kessel, wovon sich Abbildungen und Beschreibungen im vorher citirten Bulletin d'encouragement, ferner aber auch in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 99, 1846, S. 5 befinden.

3) Mittheilungen des gedachten Magdeburger Vereins, 4tes Flugblatt vom 1. November 1873, S. 35 (mit Abbildungen auf Tafel III).

4) In Hannover baut diese Kessel mit besonderem Erfolge die Firma

Alle sonstigen Theile des Kessels sind fast von selbst verständlich, so die Rostanordnung *e* mit Feuerthür *f*, der gusseiserne Sockel *d*, worauf der ganze Bau ruht, ferner das Rohr *i*, welches den gebildeten Dampf nach dem etwas tiefer ausserhalb angebrachten Kolbencylinder (Fig. 345, S. 530) führt, das weite Rohr *k* für den abziehenden Rauch etc. Eine noch ganz besondere Tugend dieses Kessels ist die, dass sich hier die Verbrennungsproducte (Heizgase) rechtwinklig zur Achse der Wasserröhren (Siederöhren) *cc* bewegen, wodurch die Wärmeabgabe wesentlich erhöht und das Güteverhältniss (der Nutzeffect) des Kessels merklich vergrössert wird.

Fig. 398.

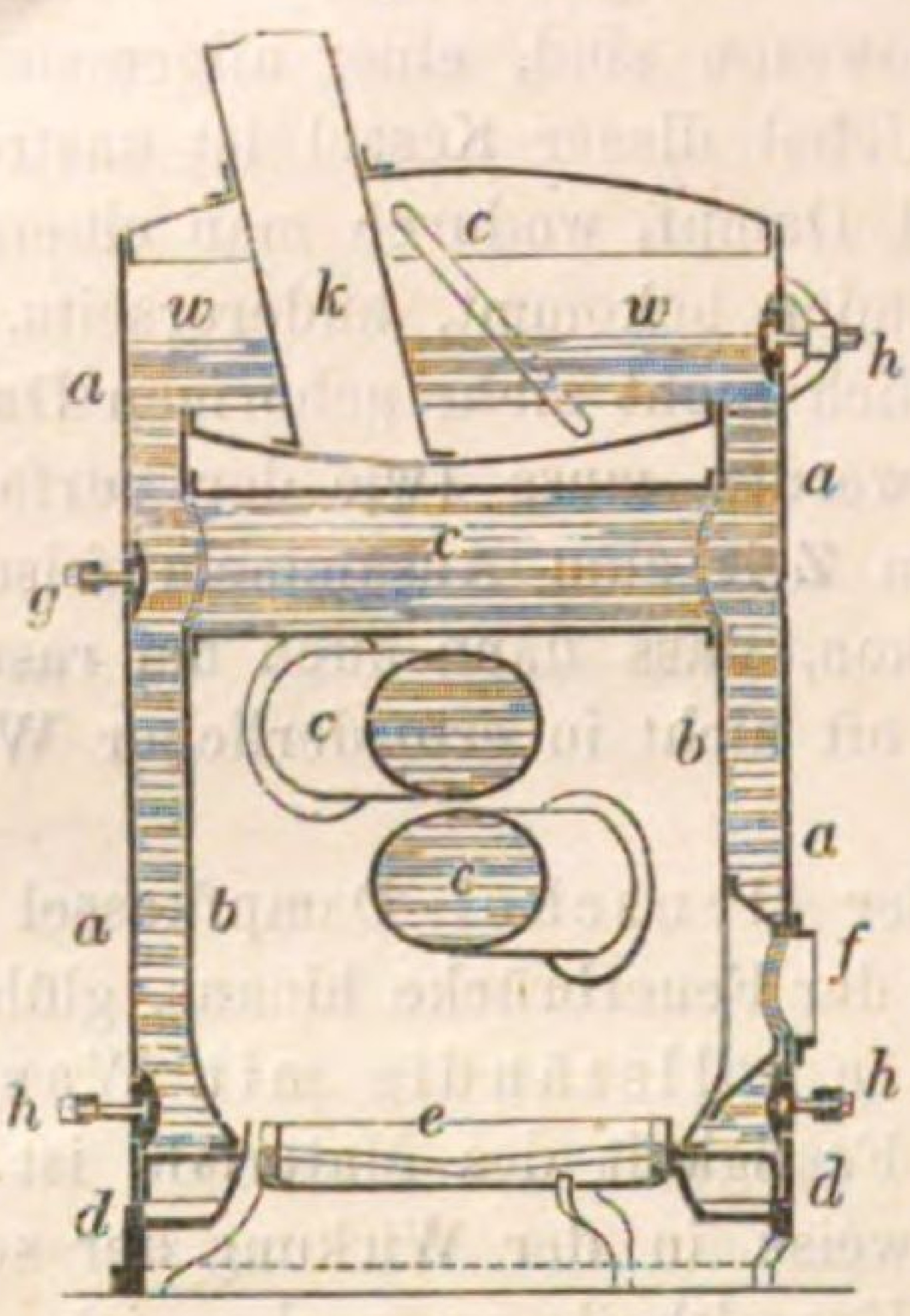
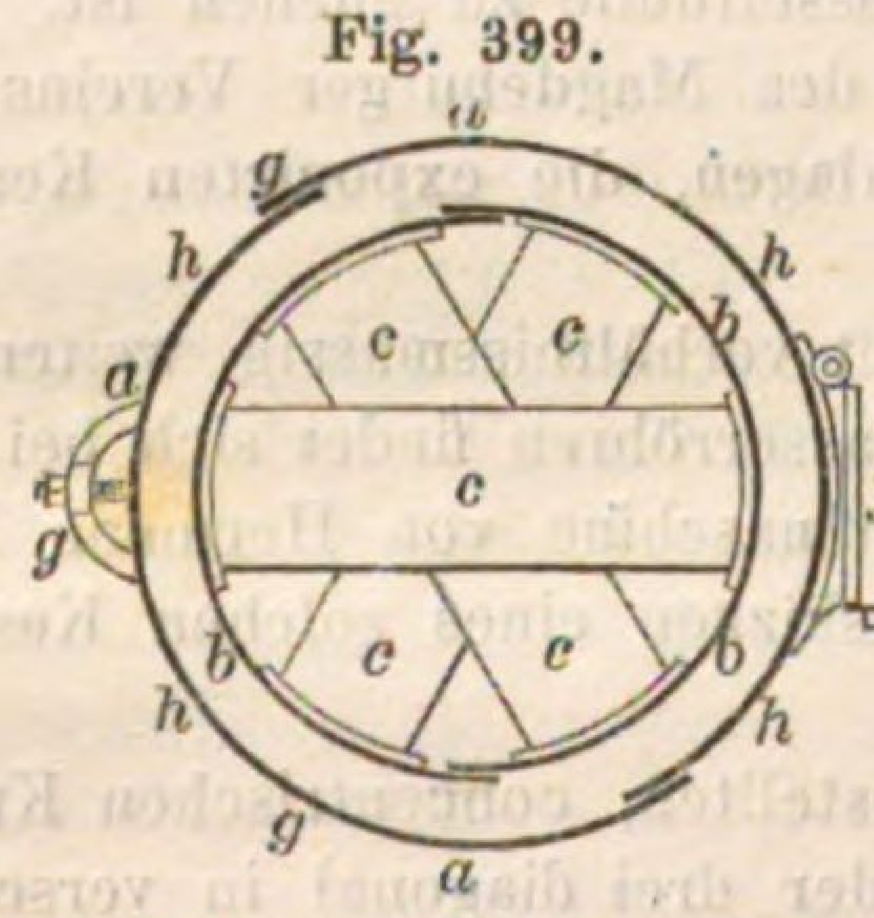


Fig. 399.



Die vorher besprochenen zwei Dampfkesselgattungen kann man als solche mit weiten Wasserröhren geringer Anzahl bezeichnen, während die im Nachfolgenden besprochenen Kessel stets aus einer verhältnissmässig grossen Anzahl enger Wasserröhren (sogenannter Röhrenbündel) zusammengesetzt sind. In Deutschland hat sich zuerst Dr. Alban[1]) in Plaue bemüht, dieses Kesselsystem brauchbar zu machen und zur Geltung zu bringen. Meist unbegründete Vorurtheile, wonach man diese Kessel zu complicirt und verhältnissmässig für viel zu theuer hielt, waren die Hauptursachen, dass dies System nicht die gebührende Anerkennung erfuhr, welche die unermüdliche Ausdauer und das uneigennützige Streben Alban's verdient hätte. Man kann fest behaupten, dass alle derartigen Röhrenbündel-Kessel der Neuzeit (System Howard, Root, Sinclair, Belleville u. A.), auf die Con-

Krigar & Ihssen. Ueber Kessel dieser Fabrik und deren Dimensionen hat der Verfasser in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1866, S. 78 berichtet. Ueber einen derartigen Pariser Originalkessel der Wiener Weltausstellung von 1873 berichtet Radinger (a. a. O. S. 75). Derselbe, für eine 8pferdige Dampfmaschine bestimmt, hatte 2,0 Meter Aussenhöhe und 1,25 Meter Durchmesser. Seine Feuerbüchse (*bb* Fig. 398), von 1,5 Meter Höhe und 1,10 Meter Durchmesser, enthielt drei je 0,30 Meter weite Querrohre *cc*. Die gesammte Heizfläche wurde zu 8,5 Quadratmeter angegeben. Die Rostgrösse ordnen die Fabrikanten zu $1/_{17}$ bis $1/_{14}$ der Heizfläche an etc.

1) Mit anerkennungswerther Ausführlichkeit hat neuerdings Herr Althans in Breslau die Geschichte des Alban'schen Röhrenbündel-Dampfkessels in der Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staate behandelt, und zwar Bd. XXII (1874), S. 311, mit schönen Abbildungen auf Tafel XVI.

structionen des Dr. Alban gegründet sind. Alban gab seinen fast horizontal gelegten Röhren eine solche Lage, dass die vom Roste aufsteigenden Verbrennungsproducte (Heizgase) die Röhren rechtwinklig treffen mussten, wobei er die Siederöhrenbündel an einen schmalen mit Stehbolzen versteiften Blechkasten angeschlossen hatte, welchen Alban das Herz nannte. Mit dem oberen Theile des Herzens waren dann weite cylindrische Gefässe vereinigt, die als Dampf- uud Wasserseparatoren, sowie als Dampfrecipienten dienten. In jüngster Zeit hat Dr. Alban's Sohn (jetziger Inhaber der Plauer Maschinenfabrik) die Kesselanordnungen seines Vaters wesentlich verbessert, in welcher Anordnung und Ausführung ihnen vor vielen anderen Kesseln des Wasserröhrenbündel-Systems der Vorzug gebührt [1]).

Fig. 400.

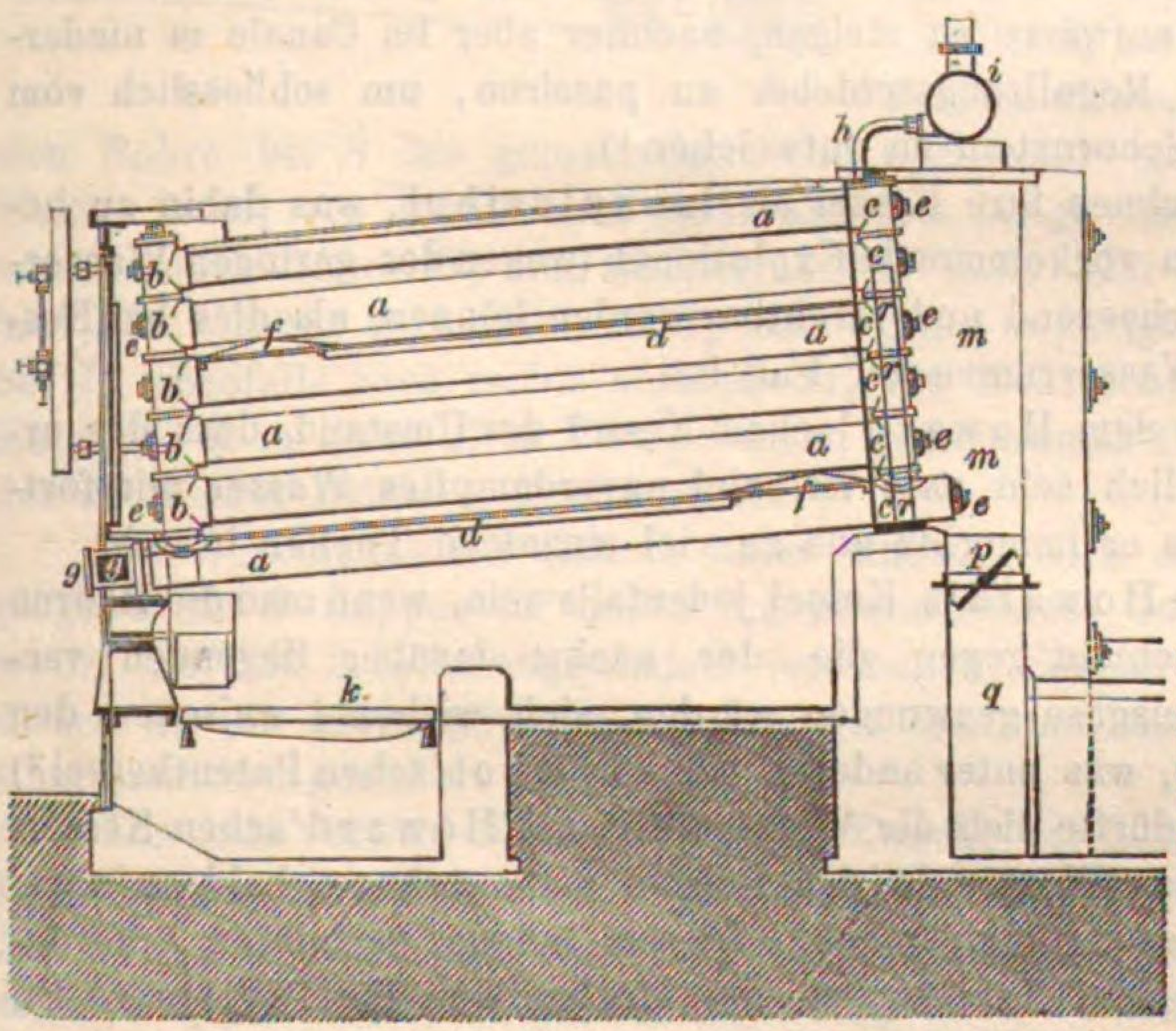
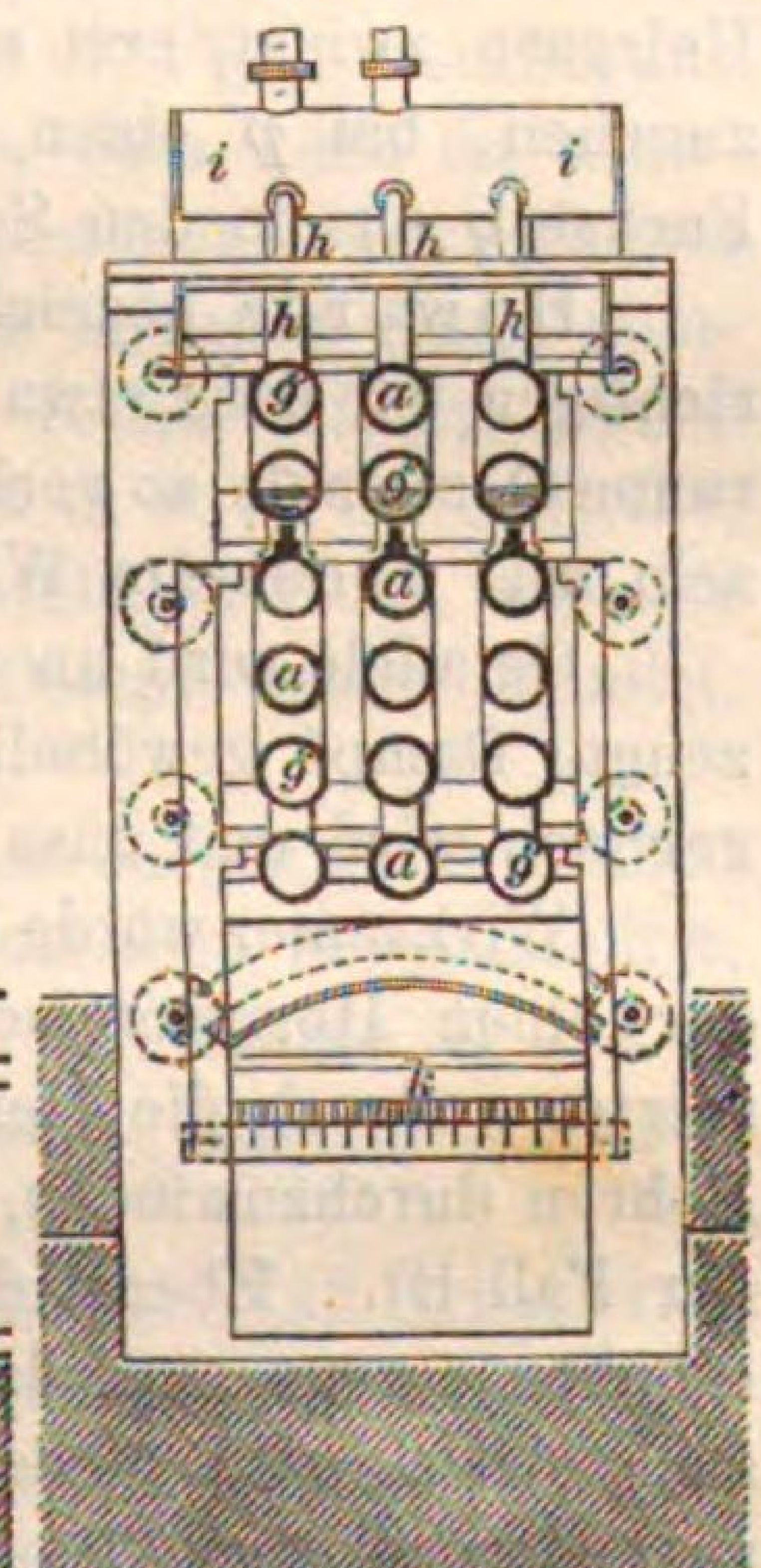


Fig. 401.



Einen Alban'schen Wasserröhrenkessel, nach Anordnung und Ausbildung der namentlich durch ausgezeichnete Pflugconstructionen rühmlichst bekannten englischen Firma J. & F. Howard in Bedford (Allgem. Maschinenlehre, Bd. 2, S. 477), lassen Fig. 400 und 401 erkennen, deren Original dem Verfasser (am 26. Mai 1873) von der Schiffsbaugesellschaft „Barrow-in-Furness" (zu deren Vorstand Herr James Howard gehört) gütigst mitgetheilt wurde.

Dies Exemplar des Kessels besteht aus 18 geschweissten und gezogenen schmiedeeisernen Röhren *aa*, die unter $^1/_{12}$ gegen den Horizont geneigt sind, 0,23 Meter (9 Zoll engl.) Durchmesser und 3,82 Meter (12 Fuss $6^1/_2$ Zoll engl.) Länge haben. Vorn bei *b* wie hinten bei *c* werden die über einander liegenden Röhren durch schmiedeeiserne Stutzen verbunden, an welchen sie angenietet sind [2]). Jedes Rohrende ist ferner (vorn und hinten) mit dem

1) Althans, Ebendaselbst S. 315.

2) Die eben so sinnreiche wie praktische Verbindung der Röhren *aa* mit den gusseisernen Stutzen *bb* wird ausführlich besprochen im Engineering vom 24. Juli 1874, P. 72 u. 73.

bekannten (aus Bügel und Anker bestehenden) Verschlusse *e* versehen, um das Reinigen der Röhren leicht und rasch ausführen zu können.

Die sechs Röhren einer jeden Verticalreihe communiciren gehörig mit einander, während quer vor der untersten Rohrreihe das Speisewasserrohr *g* hinläuft. Die zwei obersten Rohre (welche nur mit Dampf gefüllt sind) werden durch viertelkreisförmige Verbindungsrohre *hh* mit dem Dampfsammler *i* vereinigt.

Von dem auf dem Roste *k* verbrennenden Heizmateriale strömen die sich entwickelnden Gase nicht auf dem kürzesten Wege zum sogenannten Fuchse *q*, sondern werden durch feuerfeste Steinplatten *dd* (in denen Oeffnungen *f* gelassen sind) gezwungen, eine Bahn zu durchlaufen, welche fast dem Buchstaben *S* gleicht. Bis zu den beiden obersten horizontalen Röhrenreihen ist hinten eine Wand *rr* aus ebenfalls feuerfesten Steinen gebildet, welche die Heizgase zwingt, erst aufwärts zu steigen, nachher aber im Canale *m* niederzugehen, bei *p* einen Regulirungsschieber zu passiren, um schliesslich vom Fuchse *q* aus in den Schornstein zu entweichen[1]).

Howards bezeichnen ihre Kessel als inexplosibel, was dahin zu berichtigen ist, dass etwa vorkommende Explosionen (wegen des geringen Wasserraumes) niemals so verheerend und furchtbar werden können, als dies bei Kesseln mit grossem Wasserraume der Fall ist.

Getadelt wird an dem Howard'schen Kessel der Umstand, dass der erzeugte Dampf gewöhnlich sehr nass ist, viel unverdampftes Wasser mit fortgerissen wird und dass er immerhin aus zu viel einzelnen Theilen besteht.

Wirksamer würde Howard's Kessel jedenfalls sein, wenn man die Röhren der einen Horizontalschicht gegen die der nächst darüber liegenden versetzte, wodurch die Heizgase gezwungen würden, sich wirbelnd zwischen den Röhren durchzuwinden, was unter anderen bei dem Root'schen Patentkessel[2]) der Fall ist. Ebenso dürfte sich die Wirksamkeit des Howard'schen Kessels erhöhen, wenn man das Wasser in den Röhren nicht zwänge, bald aufwärts zu steigen, bald niederwärts zu gehen. Diesen beiden genannten Anforderungen wird aber bei dem Kesselsystem des Mechanikers Belleville zu St. Denis und Paris (16 Avenue Trudaine)[3]) entsprochen.

Das principielle Röhrenbündel des Belleville'schen Kessels wird aus

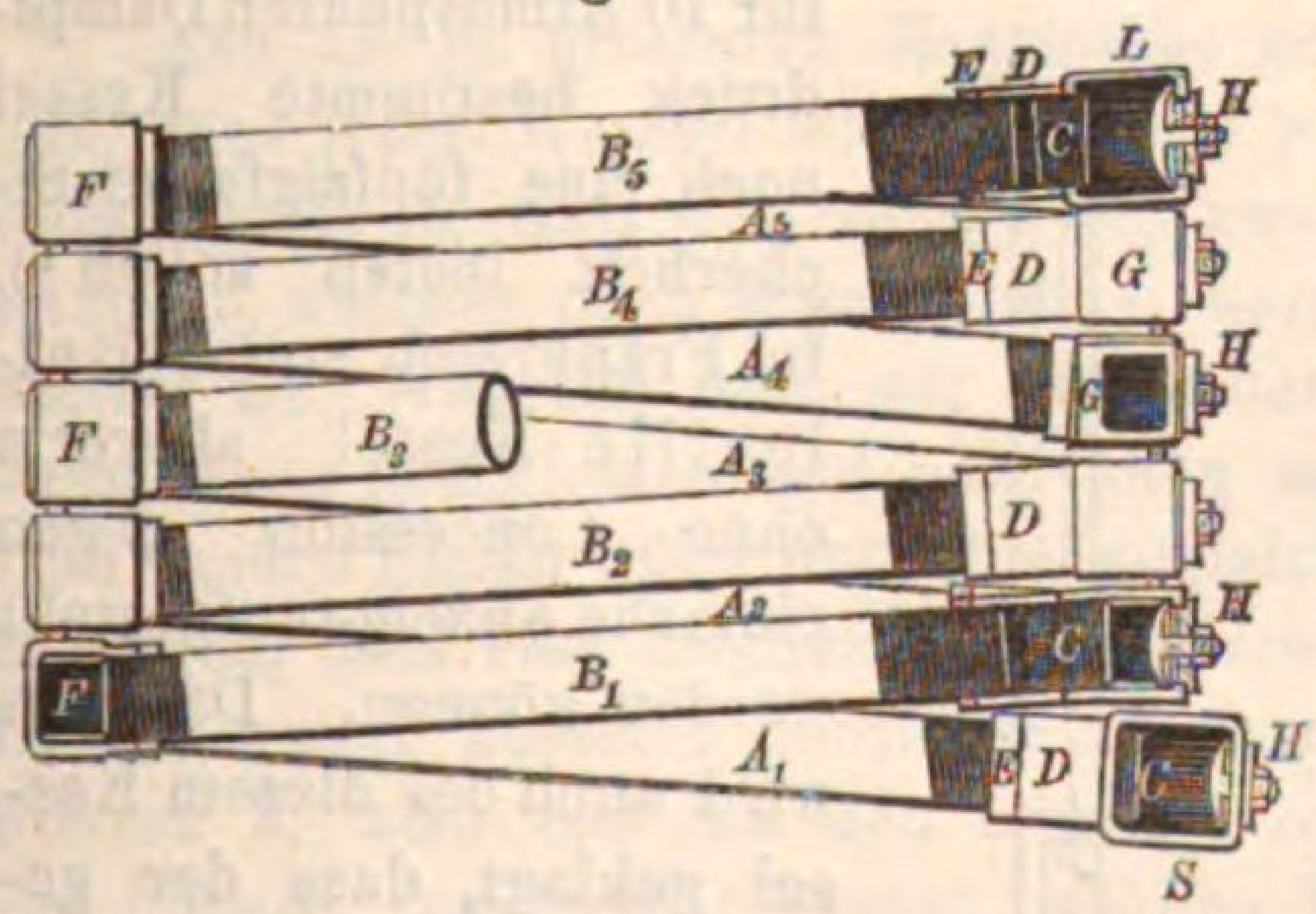
1) Das auf der Wiener Ausstellung von 1873 im englischen Kesselhause aufgestellte und im Betriebe befindliche Exemplar eines Howard-Kessels war für Dampf von 10 Atmosphären Spannung bestimmt, bestand aus 20 wenig geneigten Röhren von 0,230 Meter Durchmesser (bei 8 Millimeter Wanddicke) und von 3,65 Meter Länge. Nach Radinger's Bericht (Heft LV, S. 17) waren die Röhren wunderbar schön gearbeitet und verbunden. Die Heizfläche betrug 42 Quadratmeter, die Rostfläche 1,7 Quadratmeter oder nahezu $^1/_{25}$ der ersteren.

2) Gute Abbildungen des Root'schen Kessels finden sich u. A. in der vorher citirten Zeitschrift für das Berg- und Hüttenwesen des preuss. Staates, Bd. XXII (1874), S. 329, Tafel XVII.

3) Sehr vollständige Beschreibungen liefert Althans in der so eben (Note 1, S. 600) citirten Zeitschrift, S. 329, unter Beifügung von Abbildungen in Holzschnitt und auf grossen lithographirten Tafeln XVIII und XIX. Eine fernere Quelle ist v. Reiche's „Dampfkessel“, 2. Abtheilung, Tafel I.

mehreren parallel in verticalen Ebenen neben einander liegenden Sätzen gebildet, die so abwechselnd nach vorn und hinten geneigt sind, dass die zusammenhängenden geradlinigen Achsen derselben in einem sogenannten Zickzack aufsteigen, wie dies Fig. 402 erkennen lässt 1). Dabei ist die Wasserströmung immer aufwärts gerichtet (und nicht wie bei Howard abwechselnd auf- und abwärts), dagegen ist die Strömung der vom Roste aufsteigenden Verbrennungsgase rechtwinklig gegen die Längenachsen der Wasserröhren gerichtet, wie dies sein muss.

Fig. 402.



In Bezug auf die Figur resultirt aus Vorstehendem, dass wenn im untersten Rohre bei *S* das gemeinschaftliche Speiserohr einmündet, das erhitzte Wasser in A_1 von rechts nach links aufwärts steigt, im nächsten damit communicirenden Rohre B_1 dies Aufsteigen von links nach rechts erfolgt; ferner in A_2 das Wasser nach links, in B_2 nach rechts aufsteigt u. s. f., bis dasselbe, bei B_5 ebenfalls nach rechts aufsteigend, die höchste Stelle erreicht, wo das Rohr bei *L* in einen allen Verticalreihen gemeinsamen Dampfsammler mündet, der in unserer Skizze weggelassen ist.

Die Verbindung der Röhren unter einander wird durch geeignete Muffen (sogenannte U-Kappen) *F* und *G* aus hämmerbarem Gusseisen bewerkstelligt, wobei die mit Schraubengewinden versehenen Enden der Röhren *A* und *B* direct in die Muttergewinde der Muffe fassen und darin schliesslich durch Contremuttern gesichert sind 2).

Um jede Vertical-Doppelreihe, zum Zwecke des Reinigens und Reparirens, leicht zugänglich zu machen, besteht das Vorderende der einen Verticalreihe aus zwei getrennten mit Schraubengewinde versehenen und durch einen Muttermuff *D* mit einander verbundenen Stücken, deren kürzeres in eine der Kappen *G* eingeschroben ist. Durch Zurückdrehen des Muffes *D* auf dem betreffenden mit längerem Gewinde *E* versehenen Siederohre *A* etc. ist eine unter Umständen erforderliche Trennung leicht zu beschaffen 3).

1) Diese Abbildung ist Tafel I, Fig. 5 des Reiche'schen Buches, Bd. II entlehnt.

2) Wegen Detailconstructionen und Zeichnungen muss auf die Althans-sche Abhandlung in der citirten Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen in Preussen, Bd. XXII, Tafel XVIII und auf die zugehörigen Beschreibungen S. 330 bis 335 verwiesen werden.

3) Bei dem 1873 in Wien ausgestellten Exemplare eines Belleville-Kessels bestand jede der fünf verticalen Doppelreihen aus 18 Röhren, der ganze Kessel folglich aus 90 Röhren. Jedes Rohr hatte 1,65 Meter Länge ohne Ansatzstücke und 1,80 Meter Länge mit denselben, während der Durchmesser 100 Millimeter und die Wanddicke 6 Millimeter betrug. Die gesammte Heizfläche hatte 50 Quadratmeter und die Rostfläche betrug 1,9 Quadratmeter.

Auch **Belleville** erklärt seinen Kessel für nicht explodirbar (als Générateur inexplosible), was begreiflicherweise wiederum seine Grenzen hat, obwohl behauptet wird, dass für 10 Atmosphären Dampfdruck bestimmte Kessel noch eine fünfzigfache Sicherheit bieten sollen[1]). In Frankreich sollen **Belleville**-Kessel allerorts ohne Concession gegen einfache Anzeige aufgestellt werden können. Dagegen wird auch bei diesem Kessel geklagt, dass der gebildete Dampf sehr nass ist, d. h. eine Menge Wasser mit sich fortreisst. Garantirt wird eine Verdampfung von mindestens 20 Liter Wasser pro Pferdekraft und Stunde, wovon 6 bis 8 Liter Wasser auf jedes Kilogramm Steinkohle kommen. Dass der **Belleville**-Kessel ein Parallelstrom-Apparat ist und nicht zur Gattung der Gegenstromkessel gehört, ist auch nicht als ein Vortheil zu bezeichnen! Für kleinere Gewerbebetriebe wird seit dem Jahre 1865 die Kesselconstruction eines Engländers **Field** besonders empfohlen[2]), welche an die bereits Seite 596 erwähnten Kessel des Amerikaners **Stevens** erinnert. Wie Fig. 403 (der Verticaldurchschnitt) des Kessels erkennen lässt, besteht derselbe aus einem äussern Cylinder *d*, in welchem eine etwas conische Feuerkiste *a* befestigt ist. Vom Deckel *b* dieser Feuerkiste hängen (in unserem speciellen Falle 25) schmiedeeiserne Röhren *cc* (von je 63 Millimeter Durchmesser) in das Feuer hinein. Zur Verstärkung der Feuerkistendecke dient ein Anker *f*. Die übrigen Theile unserer Abbildung wie der

Fig. 403.

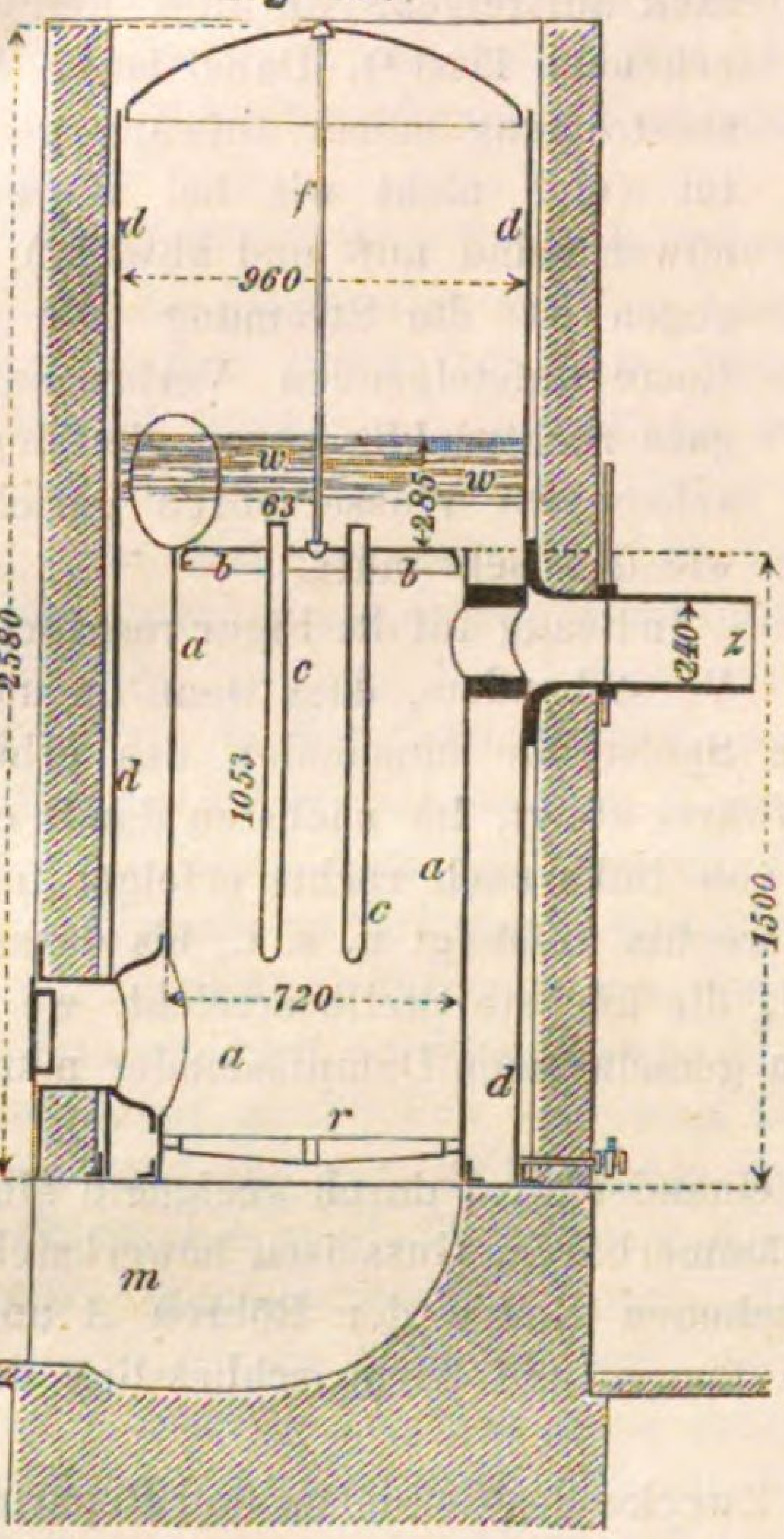


Fig. 405.

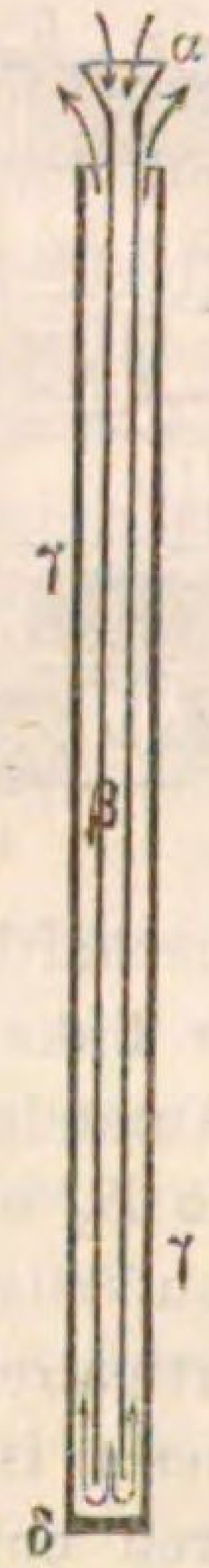
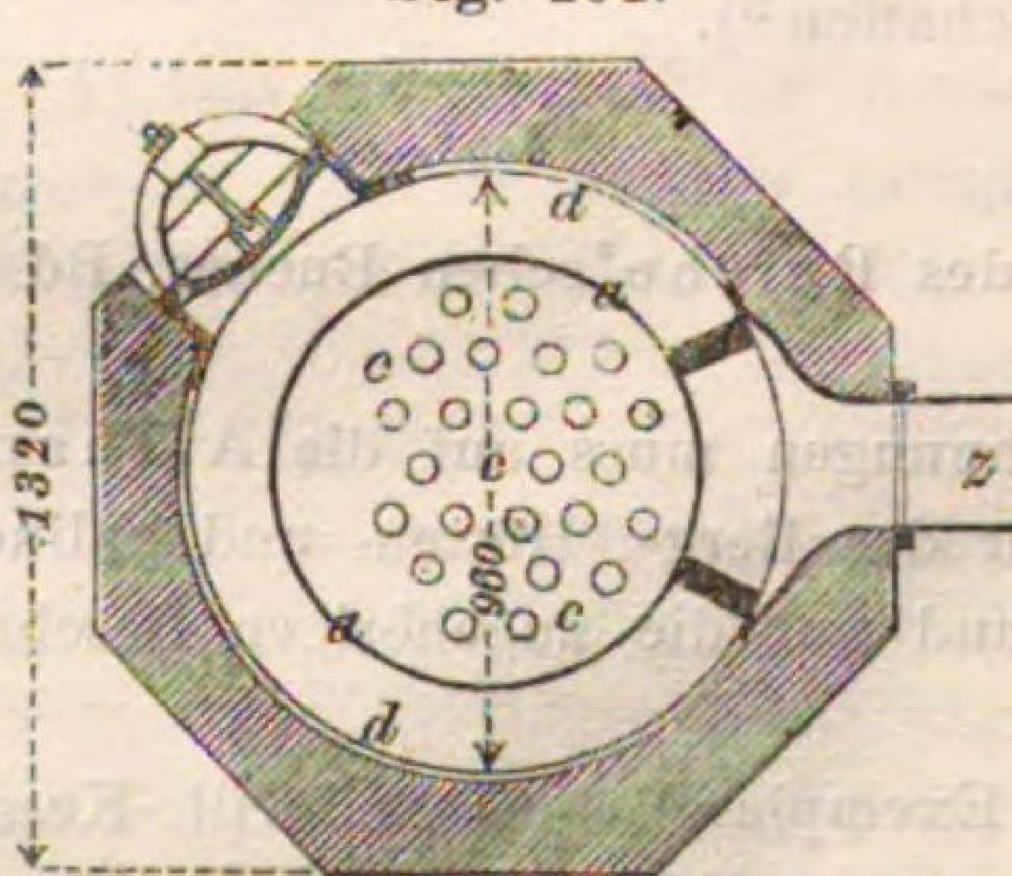


Fig. 404.



1) **Radinger**, Dampfkessel im LV. Hefte des österr. officiellen Ausstellungsberichts, S. 26.

2) Patent Specification Nr. 2661, vom 16. October 1865.

Rost *r*, der Aschenfall *m* und das Rauchrohr *z* bedürfen keiner besonderen Erklärung.

Dagegen ist eine Erörterung der Wasserröhren *c* erforderlich, welche vom Wasserraume *w* aus stalaktitenartig in den Feuerraum hinabreichen [1]).

Aus der im grösseren Maassstabe gezeichneten Fig. 405 erkennt man sofort, dass jedes Wasserrohr (Siederohr) γ aus zwei concentrischen Theilen besteht, indem in jedes Siederohr γ ein zweites, etwa halb so dickes $\alpha\beta$ eingesetzt ist, welches oben etwas über γ herausragt und bei α trichterförmig erweitert ist. Während man, wie bereits bemerkt, die weiteren Röhren γ am unteren Ende geschlossen und oben offen angeordnet hat, sind die engen Röhren β an beiden Enden offen und oben zugleich mittelst Rippen oder Stiften so aufgehangen, dass eine möglichst freie Circulation des Wassers stattfinden kann. Da die weiten äusseren Röhren γ offenbar mehr erhitzt werden als die inneren Röhren β, also das mit den ersteren in Berührung kommende Wasser eine viel höhere Temperatur besitzt, als das Wasser im Inneren der Röhren β, so ergiebt sich ohne Weiteres, dass eine Wassercirculation derart eintritt, wie solches die Pfeile in Fig. 405 andeuten, d. h. das Wasser geht in den engen Röhren β stets niederwärts, in den weiten Röhren γ aber fortwährend nach oben, oder der Kessel gehört zur Gattung der Gegenstromkessel.

Wie alle Wasserröhrenkessel, so macht es auch der Field'sche zur Bedingung, dass das Speisewasser frei von aufgelösten Salzen, d. h. völlig rein ist. Auch schlammige Ablagerungen (ohne Kesselsteinbildung) darf das Speisewasser nicht bilden, weil dann ebenfalls der untere Theil der Feuerröhren *c* (oder γ Fig. 405) nach und nach gefüllt, die angedeutete Wassercirculation aufgehoben wird und dann in der Regel ein Verbrennen der unteren Wasserröhren erfolgen muss [2]).

Eine ebenfalls mit vieler Uebertreibung gerühmte Kesselgattung [3]) ist die der Firma Davey, Paxmann & Comp., welche unter Anderen bei den

1) Die in unseren Figuren eingeschriebenen Maasse sind Millimeter und beziehen sich auf einen Kessel des Field'schen Systems, welcher, für die Hannoversche Baumwollenspinnerei in Linden, aus der Maschinenfabrik von G. Kuhn in Stuttgart-Berg bezogen wurde.

Der äussere Cylinder *d* hat hier 2,58 Meter Höhe und 0,96 Meter Durchmesser. Die etwas conische Feuerkiste *a* hat 1,50 Meter Höhe und einen mittleren Durchmesser von 0,75 Meter. Die 25 schmiedeeisernen Röhren *cc* haben 1,035 Meter Länge und 0,063 Meter lichten Durchmesser. Die gesammte Feuerfläche wurde zu 8,16 Quadratmeter berechnet.

2) Man sehe auch die reichhaltige Literatur über Field'sche Kessel, begleitet mit Erfahrungen über dieselben bei verschiedenen Gewerbbetrieben in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1870, S. 319, 534 und 775, sowie ebendaselbst Jahrg. 1871, S. 352. Ganz besonderen Werth möchten wir auf die Urtheile des Professor Werner über den Field'schen Kessel legen, welche sich in derselben Zeitschrift Jahrg. 1870, S. 320 abgedruckt finden.

3) Im Engineering vom 25. November 1870 wird von diesem Kessel gesagt: „We have no hesitation in pronouncing it the best vertical boiler yet produced"!

Halblocomobilen-Dampfmaschinen derselben Firma S. 530 Fig. 346 Anwendung findet, und die in den Fig. 406 und 407 dargestellt ist. In dem genannten speciellen Falle hat dieser Kessel eine verhältnissmässig hohe Feuerkiste *abd*, in welcher sich 16 Wasserröhren *f* befinden, die durch die Decke der Feuerkiste gehen und den oberen Theil des Kessels mit dem unteren verbinden. Am unteren Ende *g* sind diese Röhren bis auf $^3/_4$ ihres Durchmessers verengt. Um die Heftigkeit des in den Röhren *fg* aufsteigenden Wasserstromes zu mässigen (zu reguliren), hat man auf die oberen Oeffnungen derselben Kappen *e* (nach Art der Sicherheitsventile mit Flügeln versehen) aufgesetzt, die ein seitliches Ausweichen des aufsteigenden Wassers verursachen. Um ferner das Centrum der Feuerkistendecke vor zu heftiger Einwirkung der Feuerflamme zu schützen und gleichzeitig die Gase gegen die Wasserröhren zu werfen, hat man einen geeigneten Schirm (Reflector) *h* angebracht. Hervorzuheben ist ferner noch, dass die ganze Feuerkiste *abd* behufs Reinigung oder Untersuchung herausgenommen werden kann, da sie nur mit Schrauben an dem Aussenkessel *cc* befestigt ist. Um auch den äusseren Kessel *cc* abheben zu können, bedarf es nur der in Fig. 406 bei *k* angedeuteten Flantsch- und Schraubenverbindung.

Fig. 406.

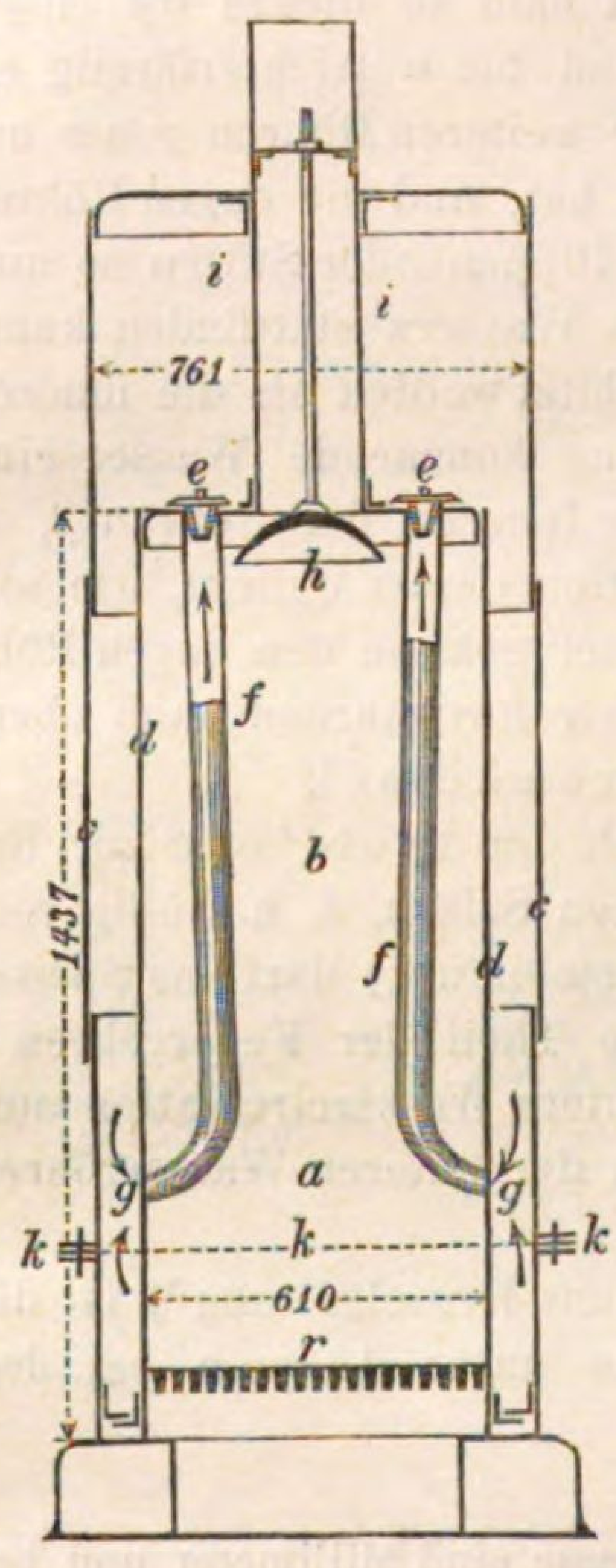
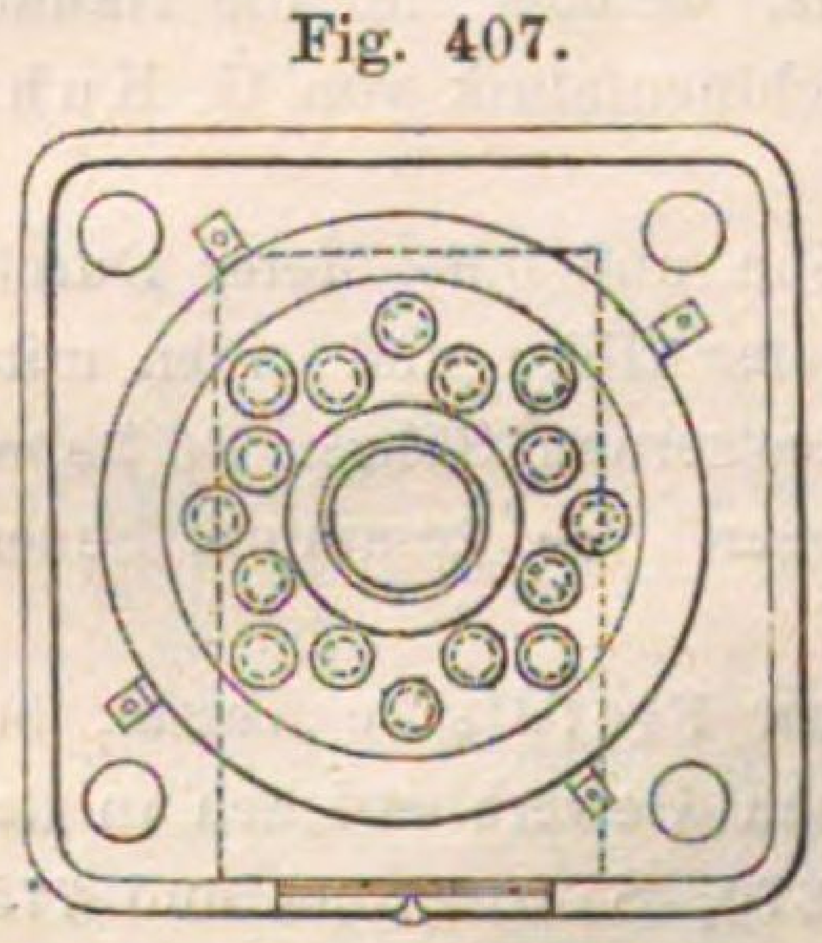


Fig. 407.



Wir besprechen jetzt noch eine Kesselgattung (gleichsam eine combinirte Vor- und Unterfeuerung), die unter dem Namen der Meyn'schen Patent-Hochdruck-Dampfkessel in der Holler'schen Carlshütte bei Rendsburg in einer Ausführung beschafft wird, welche man vielleicht als das Vollendetste von Kesselschmiedearbeit bezeichnen kann. Das System dieses Kessels besteht in der Vereinigung von vertical über einander gestellten Wasserröhren und Feuerröhren in kreisförmiger centraler Anordnung. Die unten im Kreise neben einander gestellten Wasserröhren haben ovale Querschnitte und gerippte (cannelirte) Wände, durch welche letztere Gestalt die Widerstandsfähigkeit derselben bedeutend erhöht wird. Nachdem die auf der Rostfläche entwickelten Heizgase die cannelirten (gewellten) Wasserröhren (Siederöhren) gehörig umspielt haben, treten sie in die höher angebrachten Feuerröhren (Flammröhren), während das Trocknen des gebildeten Dampfes in dem von den Feuergasen umspielten Dome, so wie in einer schraubenförmig den letzteren in vier Gängen umlaufenden Röhre erfolgt, aus welcher letzteren der Dampf vollkommen (?) trocken in die Dampfleitung gelangen soll.

Speciellere mit Abbildungen begleitete Beschreibungen dieser sinnreich rationellen, immerhin aber complicirten Dampfkesselconstruction, finden sich namentlich in den unten citirten Quellen[1]).

Für eine allgemeinere Verwendung der Meyn'schen Kessel kämpfen selbst Autoritäten vergeblich, so z. B. der technische Director Diechmann der Krupp'schen Gussstahlfabrik in Essen[2]). Bei schlechter Abwartung und noch schlechterem Speisewasser, für kleinere Betriebe etc., können sich die Meyn'schen Kessel allerdings keiner guten Erfolge erfreuen!

Ein Gesammturtheil über Röhrenkessel soll nach dem Besprechen der Kessel überhaupt in §. 104 folgen.

B. Feuerröhrenkessel.

Die ersten brauchbaren Dampfkessel mit Feuerröhren datiren vom Ende der 20er Jahre[3]) und erlangen zuerst den Beifall der Betheiligten durch den Kessel der Georg Stephenson'schen Locomotive: „Die Rakete", welche bekanntlich vor der Eröffnung der Liverpool-Manchester-Eisenbahn den damals ausgeschriebenen Concurrenzpreis (bei der Wettfahrt am 6. October 1829) gewann. Im Wesentlichen wurden die Dampfkessel mit Feuerröhren jenem ersten Exemplare mehr oder weniger nachgebildet, namentlich wenn man die Bemühungen unerörtert lässt, die Feuerröhren (bei Raummangel) auch vertical zu stellen, statt wie gewöhnlich horizontal zu legen.

Wenn aber auch noch heute Eisenbahnlocomotiven und locomobile Dampfmaschinen aller Arten (Locomobilen, Strassenlocomotiven und Halblocomobile) fast ohne Ausnahme mit Feuerröhrenkessel ausgestattet sind, so hat sich diese Kesselgattung dennoch keinesweges bei feststehenden Betrieben, bei den stationären Dampfmaschinen allgemeinen Eingang verschaffen können. Die Ursachen hiervon sind mehrfach. Erstens ist ihre Reinigung nicht leicht zu beschaffen, wenn man nicht zu der complicirten Construction seine Zuflucht nehmen will, das ganze Röhrenbündel auf einmal aus der entfernten Stirnplatte des Kessels herausziehen zu können. Zweitens sind ihre Reparaturen (zu-

1) Illustr. Katalog etc. der Actiengesellschaft der Holler'schen Carlshütte bei Rendsburg (zur Zeit der Wiener Weltausstellung von 1873), dem Verfasser gütigst zum Geschenk gemacht. — Radinger, „Dampfkessel", Heft LV des officiellen österr. Berichts über die Wiener Ausstellung von 1873, S. 53. — v. Reiche, „Die Dampfkessel", Bd. II, S. 31. — Althans, Die Dampfkesselsysteme für hohen Druck, a. a. O. 1874, S. 305 ff.

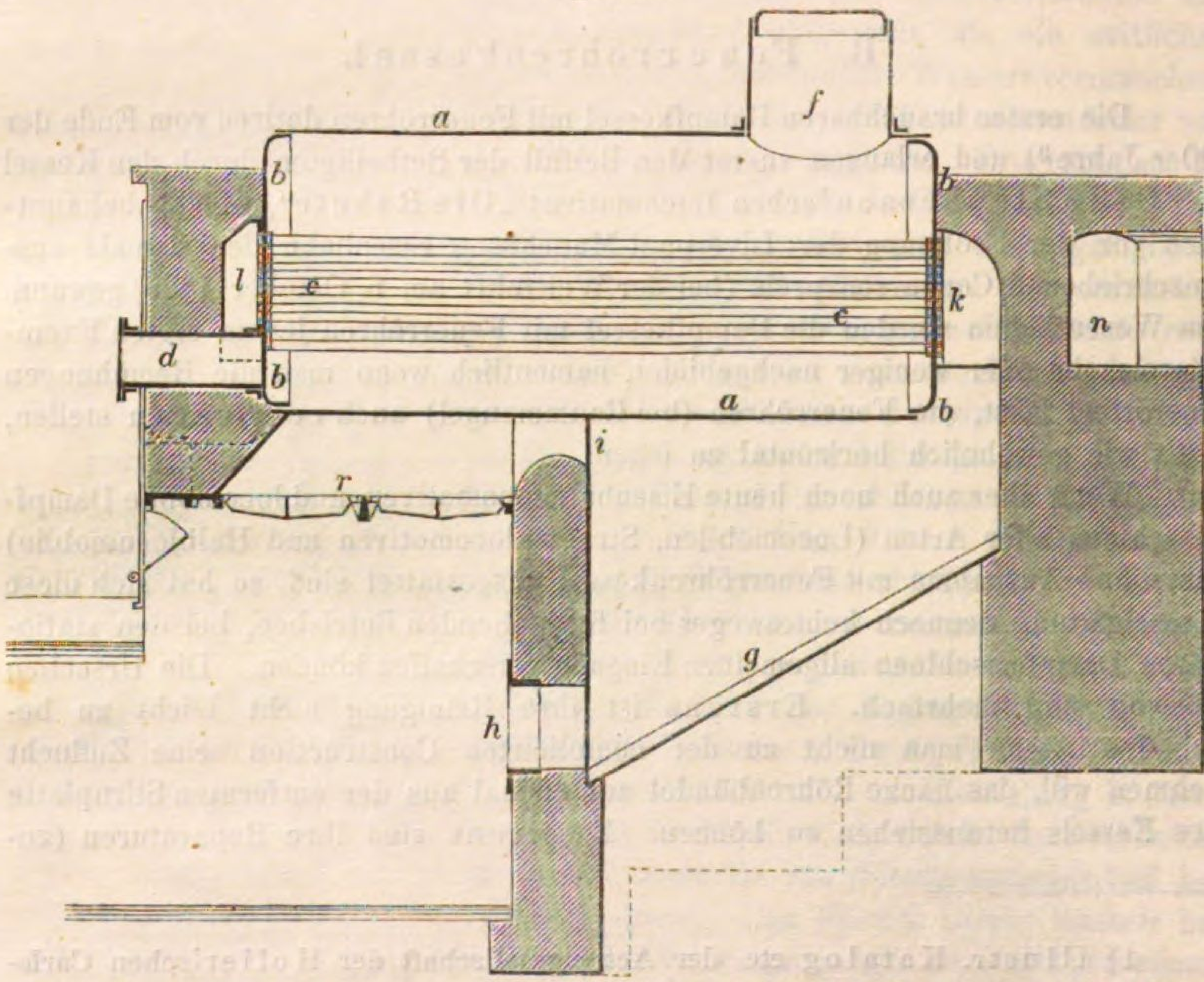
2) Die interessanten, bemerkenswerthen Versuche Herrn Diechmann's mit Meyn'schen Dampfkesseln theilt Althans an letzterer Stelle, S. 307 mit. Mit einem Kessel von 34,50 Q.-M. Heizfläche, 10,90 Q.-M. Dampftrocknungsfläche und 1,54 Q.-M. Rostfläche, verdampfte man mit 1 Kilogr. Steinkohlen, im Maximum 7,45 Kilogr. Wasser. Dass der Dampf kein Wasser mitreisst, soll sich hier vollkommen bewahrheitet haben.

3) Ueber Prioritätsfragen, die Erfindung der Feuerröhrenkessel für Eisenbahnlocomotiven betreffend, wird ausführlich gehandelt im 3. Bande der „Allgem. Maschinenlehre", S. 265, Note 1.

folge Undichtwerden, Durchbrennens etc.) nicht leicht und schnell genug zu beschaffen, weil ihnen die gehörige Zugänglichkeit und der erforderliche freie Raum fehlt. Drittens ist ihr Anschaffungspreis ein verhältnissmässig hoher.

Dieses ungeachtet, sind die Vorzüge der Feuerröhrenkessel, nämlich grosse und rasche Dampfentwickelung, geringes Raumbedürfniss, Ersparung an Brennmaterial, Unnöthigwerden gemauerter Oefen und Schornsteine etc. so gross, dass es nicht auffallen kann, wenn man sich fortwährend bemüht hat und noch bemüht, praktisch brauchbare Feuerröhrenkessel zu construiren, welche die Concurrenz mit den Cylinder- oder Walzenkesseln aller Art zu bestehen vermögen.

Fig. 408.



Nach Wissen, des Verfassers sind es jetzt (Mitte 1875) hauptsächlich zwei Gattungen solcher Röhrenkessel, welche sich namentlich in Deutschland besonderen Beifalls erfreuen, nämlich die Kessel von Paucksch & Freund zu Landsberg an der Warthe und die der anerkannten Dampfkesselfabrik von Piedboeuf in Aachen.

Der Röhrenkessel der ersteren Firma ist Fig. 408 (Längenschnitt) und Fig. 409 (Querschnitt) skizzirt [1]), wobei man zunächst erkennt, dass derselbe

1) Specielleres über diese Kessel enthalten folgende Quellen: Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architektenvereins, Jahrg. 1872, S. 52. Ferner: Radinger, Oesterr. Ausstellungsbericht, a. a. O. Heft LV, S. 37, und v. Reiche, Dampfkessel, Bd. II, S. 40.

aus einem cylindrischen Mantel *aa* besteht, der an zwei aufgebördelte Böden *bb* genietet ist. Diese Böden bilden die Platten, in welchen die Feuerröhren *cc* eingesetzt sind; die Röhren gehen durch die ganze Länge des Kessels und sitzen in den Röhrenplatten mit abgedrehten Anschlussflächen fest, ohne irgend vernietet, verstemmt oder verschraubt zu sein[1]). Wie aus

Fig. 409.

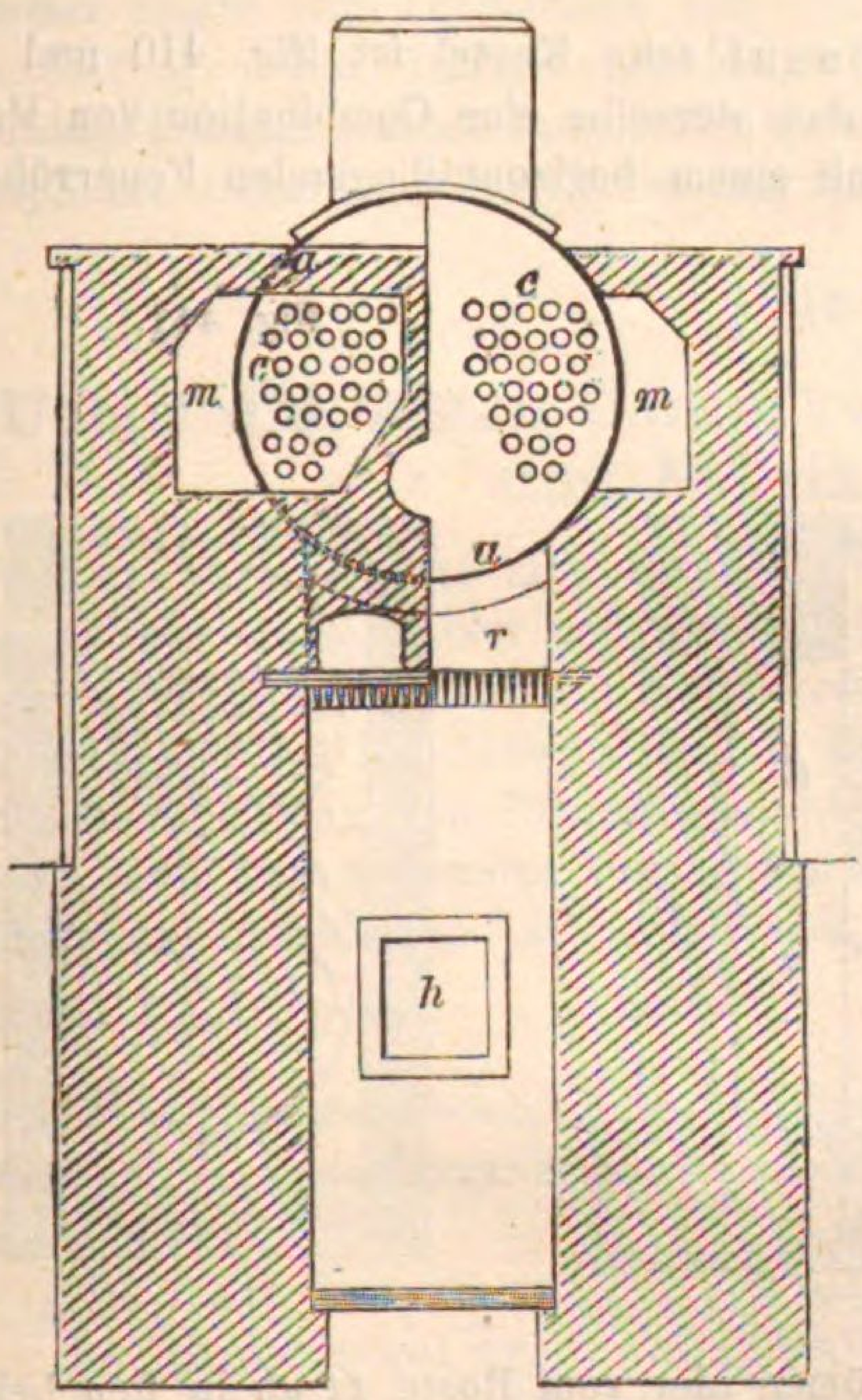


Fig. 409 erhellt, sind die Feuerröhren im Körper des Kessels in zwei Gruppen zu beiden Seiten der Mitte gleichmässig vertheilt, so zwar, dass zwischen beiden ein freier Raum bleibt, in welchem ein erwachsener Mann sich leicht bewegen kann. Das Mauerwerk, welches den Kessel umgiebt, hat in der Stirnwand zwei Oeffnungen (links in Fig. 409 angedeutet), welche den Raum der beiden Rohrgruppen umrahmen, vorn mit einer grossen gusseisernen Stirnplatte armirt sind und Thüren vor jeder Oeffnung besitzen. Durch diese Thüren kann man leicht zu den Röhren gelangen, sie mittelst Bürsten von Flugasche und Russ befreien, ferner herausnehmen, um Kesselstein zu entfernen, zu repariren u. s. w. An dem vorderen Boden des Kessels ist ein Hals *d* (Fig. 308) angebracht, der durch einen Deckel verschlossen werden kann und sowohl als Mannloch sowie auch zum Schlammsammler dient. Durchfährt der Heizer die Röhren bei geöffneten Thüren mit einer Krücke, so kann er die Flugasche in den dafür bestimmten Raum stossen, ohne von der Hitze zu sehr belästigt zu werden. Die Asche gleitet dann auf der schiefen Fläche *g* herab, von wo aus sie durch die Oeffnung *h* entfernt werden kann. Der Weg, welchen die auf dem Roste *r* entwickelten Verbren-

1) Die Röhren sind nur durch Druck in die Löcher der Platten hinein gepresst. Hierzu sind die Enden der Röhren durch aufgeschweisste Ringe verdickt, aus je einem schwach conisch abgedrehten Ringe gebildet, der auf das Rohr gelöthet wurde. Das Eindrücken dieser Enden in die sorgfältig ausgeriebenen Bohrungen der Röhrenwände geschieht leicht mittelst Schraubenzug. Ebenso leicht erfolgt auch das Herausnehmen der einzelnen Röhren. Specielles über die Einsetzungsweise der Röhren (mittelst eigenthümlicher Kappen und durch die Rohre geschobener Stangen) giebt Obach in der eben citirten Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architektenvereins, S. 52, und Radinger in dem ebenfalls citirten Berichte über Dampfkessel S. 38.

nungsproducte nehmen, geht zuerst durch die Verengung bei der Feuerbrücke *i* (die schädlicher Stichflamme wegen zu hoch angeordnet ist), erstreckt sich dann unter dem Kesselboden von *a* nach *b* hin, geht aufwärts, dann weiter durch die Röhren *cc* in der Richtung von *k* nach *l*, läuft zu beiden Seiten des Kessels in Canälen *mm* zurück und gelangt endlich von *n* aus zum Schornstein [1]).

Der erwähnte grössere Piedboeuf'sche Kessel ist Fig. 410 und 411 skizzirt, woran man leicht erkennt, dass derselbe eine Combination von Fairbairn (Cornwall-) Kessel *aa bb* mit einem horizontalliegenden Feuerröhrenkessel *rr* bildet.

Fig. 410.

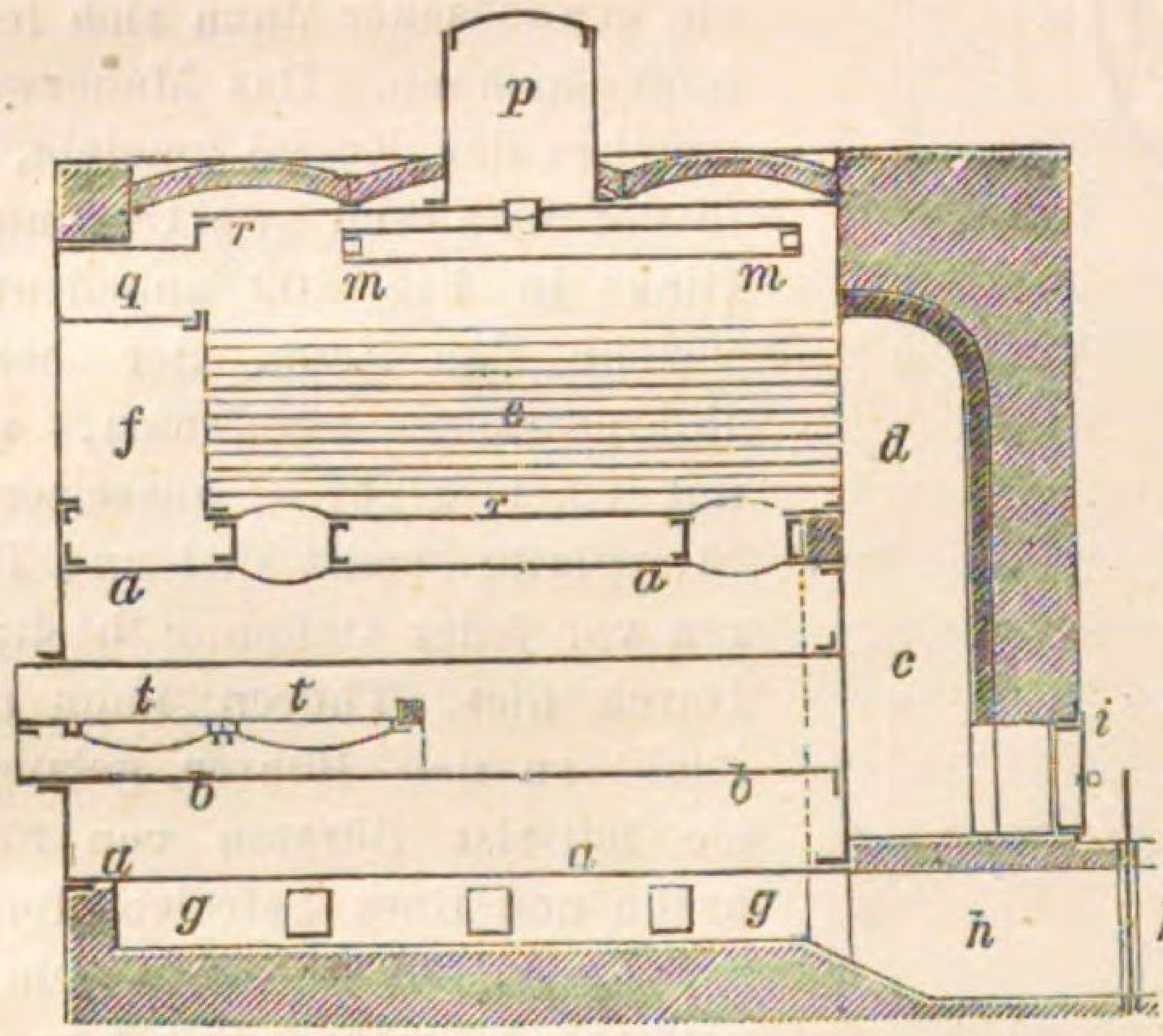
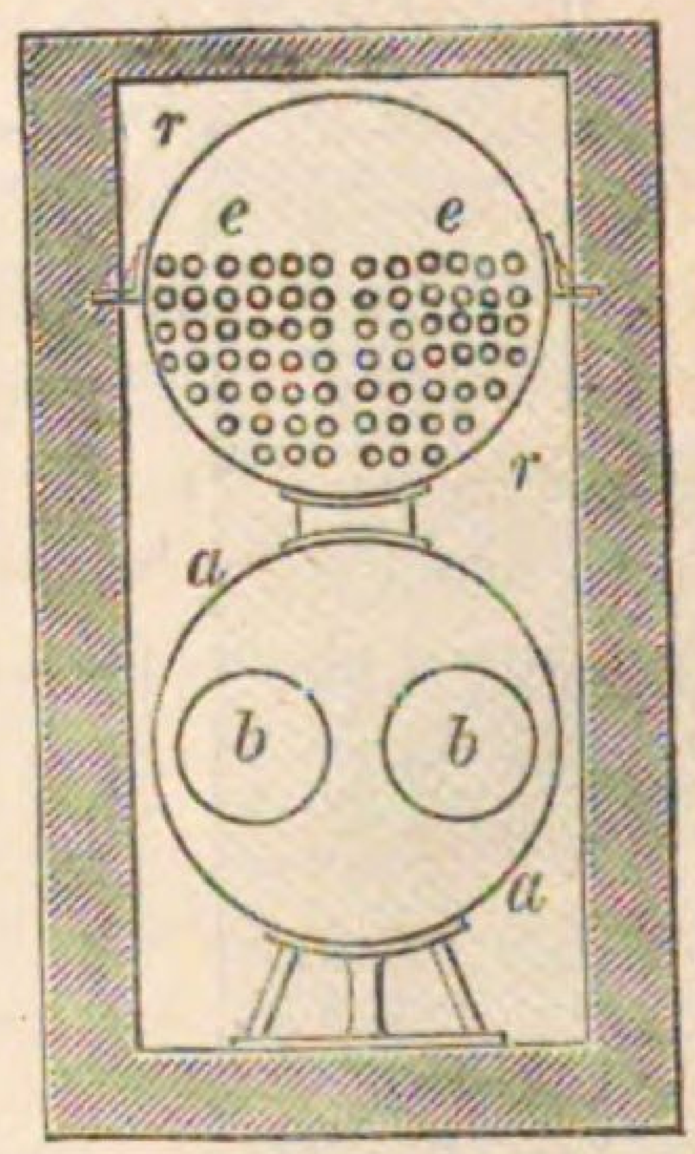


Fig. 411.



Die Verbrennungsproducte strömen hier vom Roste *tt* ab in den beiden Feuerröhren *bb* nach hinten, passiren den aufsteigenden Canal *cd*, gehen durch die Röhren *e* und strömen dann von *f* aus niederwärts, den Cylinderkessel *aa* überall umspielend, in den Canal *g* und endlich von *h* aus nach dem Schornstein *k* hin. Wie aus Fig. 410 erhellt, ist der obere Theil des Röhrenkesselmantels *r* mit einer cylindrischen Fortsetzung (einem Halse) *q* versehen, um daselbst Wasserstandsglas und Probirhähne anbringen zu können. Ferner ist im Dampfraume, nach dem Vorgange von Hawthorn ein cylindrisches Rohr *mm* angebracht, durch dessen schlitzförmige Oeffnungen aller Dampf passiren muss, welcher nach dem Dome *p* gelangen will [2]), von wo aus er zur beliebigen

1) Die in Wien 1873 von Paucksch & Freund ausgestellten Dampfkessel hatten 1,88 Meter Durchmesser und 5,02 Meter Länge, mit je 92 eisernen Feuerrohren von 76 Millimeter Durchmesser im Lichten, die Heizflächen berechneten sich daraus auf 121 Quadratmeter. Der Rost hatte 2,48 Quadratmeter oder $^1/_{49}$ der Heizfläche.

2) Allgemeine Maschinenlehre, Bd. 3, S. 296, Note 1 und ebendaselbst S. 336, Note 2. An letzterer Stelle ist hervorgehoben, dass die Firma Beyer, Peacock & Comp. diese Hawthorn'schen Dampftrocknungsröhren bei Express-

Verwendung abgeführt werden kann. Mit einem solchen Piedboeuf'schen Kessel der Flachsspinnerei von Stelling, Gräber & Comp. in Hannover (S. 21 dieses Bandes) wurden im Monate Juni 1875 ausführlichere Heizversuche angestellt, wobei man mit einem Kilogramme Kohle mehr als das 9fache (?) Gewicht Wasser verdampft haben will. Ein bei *c* angebrachtes Pyrometer zeigte eine Temperatur von 700° C., ein anderes bei *f* zeigte 300, bis 330° C. Die Dimensionen dieses, für eine 100pferdige Hochdruck-Zwillings-Dampfmaschine bestimmten Kessels, welcher Dampf bis zu $5^1/_4$ Atmosphären Ueberdruck zu liefern hat, sind unten verzeichnet [1]).

§. 104.

Ueber die besten Dampfkessel für den Gewerbe- und Fabrikbetrieb.

Der Verfasser hat sich bereits im Jahre 1858 [2]) dahin ausgesprochen, dass in sehr vielen Fällen und namentlich, wenn man den Kessel lang genug machen kann, ein einfacher Cylinderkessel mit überall kreisförmigen Querschnitten und mit Kugelabschnitten als Endflächen, als eine der empfehlenswerthesten Gattung von Dampfkesseln bezeichnet werden kann. Ein solcher Kessel wird mit Ausnahme der beiden Böden überall von Flächen gleicher Krümmung umschlossen, die nur Druck von Innen erfahren, er lässt sich

Personen-Locomotiven wieder in Anwendung gebracht haben. Auch bei den Locomotiven der Oldenburger Staats-Eisenbahn macht man von derselben Anordnung Gebrauch.

1) Unterkessel *aa* . . . 4m,0 Länge und 1m,884 Durchmesser.
Oberkessel *rr* . . . 4m,750 „ „ 2m,00 „
Jede Heerdröhre *bb* . 4m,750 „ „ 0m,80 „
90 Feuerröhren *ee* . . 4m,00 „ „ 0m,089 „

Das Material des Kessels ist gutes gewalztes Eisenblech, dessen
Dicke zum Mantel des Oberkessels $13^1/_2$ Millimeter beträgt,
zu den Rohrwänden bei *d* und *f* 20 „ „
zum Mantel des Unterkessels . . 14 „ „
zu dessen beiden Böden 16 „ „
zu den Heerdröhren *bb* $11^1/_2$ „ „
zum Dampfdome *p* $11^1/_2$ „ „
zur Domhaube 14 „ „

Die Heizfläche berechnet sich
für die beiden Heerdröhren 23Q.-M.,864
„ „ 90 Feuerröhren . . 100,605
„ „ drei Bodenflächen . 5,057

Zusammen: 129Q.-M.,526
Davon Aschenfall: 5,237

Bleibt als Heizfläche: 124Q.-M.,289.

2) Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1858, S. 8 etc.

leicht befahren, reinigen, repariren etc. und ist seines einfachen Baues zufolge verhältnissmässig wohlfeil anzuschaffen. Den einzigen bedenklichen Umstand bildet die erforderliche Länge, indem es bei allen Kesselgattungen wesentlich darauf ankommt, die heissen Gase auf solche Art und auf solche Weglänge mit dem Kessel in Berührung zu bringen, dass die Gase beim Eintritte in den Schornstein nur noch so viel Wärme (250 bis 280° C.) enthalten, wie dies für die Erzeugung eines guten Zuges durchaus nöthig ist. Eine grössere Länge des Kessels als die hier bezeichnete ist nicht erforderlich, sobald man überhaupt nur zu erreichen sucht, dass die Wärmeelemente aus dem Innern des Gasstromes früh genug und überhaupt mit der Kesselfläche in Berührnug kommen. Hiernach darf es nicht auffallen, wenn man zur Zeit, u. A. in Westphalen, einfache Cylinder- (Walzen-) Kessel von 18 Meter (60 Fuss) bis 25 Meter (80 Fuss) Länge in Anwendung findet. Fehlt zu derartigen Längen der Raum, so kann man entweder nach Kirchweger's Vorschlage [1]), in den Zügen oder Canälen der den Kessel umgebenden Wände, sogenannte Abweiser, aus feuerfesten Ziegeln gebildet, anbringen, wodurch stellenweise der heisse Gasstrom in seiner Bewegung gegen die Kesselwandungen gedrückt und gleichzeitig zur innigeren Mischung und Vertheilung gezwungen wird — oder man stattet diese einfachen Cylinder im Innern mit Rauchröhren (nicht mit Feuer- oder Heerdröhren) von der Art aus, wie bereits S. 583—585 erörtert und Fig. 383 bis mit Fig. 385 durch Abbildungen erläutert wurde. Allerdings führen diese Rauchröhren auch Uebelstände mit sich, wohin namentlich gehört, dass sie den Innenraum des Kessels verengen, seinen Fassungsraum vermindern, manche Stellen unzugänglich machen und deshalb Reinigungen und Reparaturen erschweren. Dann bildet das Innere des Rauchrohres üble Ablagerungsstellen von Russ und Asche und endlich erfährt dies Rauchrohr nur Druck von Aussen, wodurch die Kreisform oft nachtheilig verändert wird, nicht zu gedenken, dass der Widerstand einer Röhre unter äusserem Drucke, verhältnissmässig viel geringer ist, als wenn derselbe Druck nur von Innen nach Aussen wirkt.

Ein anderer (ebenfalls auch von Kirchweger a. a. O. hervorgehobener) Umstand der bei einfachen Cylinderkesseln ebenfalls beachtet werden muss, wenn man zufriedenstellende Leistungen erwarten will, ist der, dass man, wie bereits beim Henschelkessel S. 597 hervorgehoben wurde, das Gegenstrom-Princip auszuprägen bemüht sein muss, was immer der Fall sein wird, wenn man darauf achtet, dass die Führung der Feuergase systematisch den kühler werdenden Zonen des Kessels entlang geschieht, während das kalte Speisewasser von den kälteren Kesselstellen, nach den heissesten Punkten hin allmälig zugeführt werden muss.

Als eine zunächst empfehlenswerthe Dampfkesselgattung ist die mit Zwischenfeuer S. 588, Fig. 387 dann zu bezeichnen, wenn es gelingt, dem vorher ausgesprochenen Principe gerecht zu werden, d. h. die inneren Theile des Gasstromes rechtzeitig mit den Kesselflächen (und nicht vorzugsweise mit dem Mauerwerke) in Berührung zu bringen. Versteht man letzterer Bedingung

1) Kirchweger, Betrachtungen über Dampfkessel. Mittheil. des Gewerbevereins für Hannover, Jahrg. 1874, S. 213. Eine höchst lesenswerthe Abhandlung.

nicht zu entsprechen, so stehen diese Kessel an Schnelligkeit und Quantum der Dampfproduction sehr leicht den (Fairbairn) Kesseln mit Innenfeuern wesentlich nach.

Sogenannte Cornwall-Kessel mit einem einzigen Heerd- oder Feuerrohre sollte man niemals anwenden, wenn man unter dem Feuerrohre keinen Raum zum Anbringen eines Mannloches hat; aber auch Fairbairn-Kessel (mit zwei Heerd- oder Feuerröhren) sollte man nur in Ausnahmefällen, wenn Construction, Material und Arbeit gleich vortrefflich zu erwarten sind, am liebsten nur mit Vorfeuern (Seite 594) in Anwendung bringen, weil ohne letzteres die nachtheilige (gefährliche) Wirkung der Stichflamme über der Feuerbrücke d (Fig. 390) nicht zu vermeiden ist.

Bei Dampfspannungen von 5 Atmosphären Ueberdruck und mehr sollte man stets Röhrenkessel in Anwendung bringen, weil Cylinder- (oder Walzen-) Kessel, welcher Gattung sie auch angehören mögen, niemals hinlänglichen Widerstand leisten können, will man nicht zu Blechstärken und Constructionen seine Zuflucht nehmen, welche als durchaus unzweckmässig zu bezeichnen sind.

Die meisten Röhrenkessel erfüllen übrigens die vorher ausgesprochene Bedingung, das Innere des heissen Gasstromes der Verbrennungsproducte so schnell und vollständig wie nur möglich mit den Metallwandungen in Berührung zu bringen und zwar um so mehr, je dünner die Röhren sind, d. h. je kleiner ihr Durchmesser ist, weil sich dann der heisse Gasstrom um so mehr in viele Fäden oder Partikelchen zertheilen muss, um das Durchströmen erzwingen zu können. Dies ist der Hauptgrund, weshalb Röhrenkessel (wie bei Locomotiven) von verhältnissmässig geringer Länge (oft nur 3 Meter und weniger) fast allgemein von so ausgezeichneter Wirkung sind, dass sie die Leistungen gewöhnlicher stationärer (Cylinder-) Kessel, in der Regel weit hinter sich lassen[1]. Dass derartige Röhrenkessel eines sehr starken Luftzuges bedürfen, versteht sich von selbst.

Was endlich die Frage betrifft, ob man Kessel mit Wasserröhren oder mit Feuerröhren in Anwendung bringen soll, so beantwortet diese der Ver-

1) v. Reiche, a. a. O. Bd. II, S. 69 vergleicht (unter Benutzung zuverlässiger Angaben) beide Kesselgattungen durch Zahlenwerthe, denen wir folgende zwei Fälle entlehnen:

	Verdampfte Kilogramm Wasser		Verhältniss der Heizfläche zur Rostfläche.	Dampfspannung in Atmosphären.	Verbrannte Kilogramm Kohlen pro 1 Q.-M. Rostfläche u. pro Stunde.	Verbrannte Kilogramm Kohlen pro 1 Q.-M. Heizfläche.
	pro Quadratmeter pro Stunde.	pro 1 Kilogramm Steinkohlen.				
Gewöhnlicher stationärer (Cylinder-) Kessel, mässig geschont	16	8 (?)	30	4	60	2
Eisenbahn-Locomotivkessel	40	8	46	9	230	5

fasser folgendermaassen: Das Hauptübel aller Wasserröhrenkessel (vielleicht mit Ausnahme des Meyn'schen) ist die Erzeugung sehr nassen Dampfes, wodurch das Güteverhältniss der Kessel vermindert und den damit zu treibenden Dampfmaschinen mancherlei Uebel bereitet werden[1].

Nächstdem ist es zweifellos, dass sich etwa aus dem Wasser niedergeschlagener Kesselstein leichter bei Wasserröhren, als bei Feuerröhren entfernen lässt, wo sich diese Niederschläge ausserhalb der Röhren erzeugen[2]. Russ und Asche, womit sich die Wasserröhren äusserlich bedecken, sind allerdings ebenfalls das Güteverhältniss der Kessel beeinträchtigende Zugaben, indess lassen sich diese doch viel leichter und schneller entfernen, als die oft nur mit Meisel und Hammer zu bewältigenden Incrustationen auf dem äusseren Umfange der Feuerröhren, wohin man nur allzuoft kaum gelangen kann!

Hat man Speisewasser, aus welchem sich kein Kesselstein absetzt, oder hat man vorher alle im Wasser aufgelösten Salze entfernt[3], so fallen natürlich alle diese Einwände gegen Feuerröhren von selbst weg.

Ob die beiden stationären Röhrenkessel (Fig. 408 und 410) von Paucksch & Freund und von Piedboeuf allen Anforderungen an vollkommene Feuerröhrenkessel entsprechen, wird erst die Erfahrung lehren müssen. Der Kessel der ersteren Firma soll viel unverdampftes Wasser liefern und der Piedboeuf'sche Kessel lässt zu dem Bedenken Raum, ob es richtig ist, den Fairbairn'schen Zwei-Heerd-Kessel (mit allen bereits gerügten Uebelständen) mit dem Feuerröhrenkessel zu verbinden.

§. 105.

Dimensionsverhältnisse der Dampfkessel und zugehörige Feuerungsanlagen[4].

Für alle Regeln, nach welchen man heutzutage Dampfkessel, zugehörige Oefen und Schornsteine anzuordnen pflegt, hat un-

Den Werth 46 der vierten Columne hat v. Reiche als Mittelwerth eingeführt, um Uebereinstimmung mit den Werthen der zweiten, dritten und fünften Columne zu erzielen. Der Obermaschinenmeister der bergisch-märkischen Eisenbahn hatte 45 bis 90 angegeben.

1) Im 7. Flugblatte der Mittheilungen des Magdeburger Vereins für Dampfkesselbetrieb vom März 1875 wird S. 15 behauptet, dass die meisten dieser Kessel 40 bis 50 (?) Procent mitgerissenes Wasser lieferten, was wohl nur in Ausnahmefällen richtig sein dürfte.

2) Die von Biddel-Balk, Thomas & Laurent, Ehrhardt u. A. getroffenen Anordnungen, ganze Feuerröhrenbündel auf einmal aus dem cylindrischen Hauptkessel entfernen zu können, sind zwar als wirksame Mittel zu bezeichnen, vertheuern jedoch die Anschaffung der Kessel ausserordentlich.

3) Ueber das zur Zeit beste Verfahren des Dr. de Haën in Hannover, das Speisewasser vollständig zu reinem Wasser vor dem Einbringen in den Kessel umzuwandeln, folgt nachher eine ausführliche Mittheilung.

4) Der Verfasser macht für betreffende (verhältnissmässig einfache) Theorien des Gegenstandes auf eine Abhandlung des Dr. Schönflies in Elberfeld aufmerksam, welche betitelt ist: „Die Berechnung der Dampfkesselanlagen", Elberfeld 1874, 4°., 32 Seiten.

streitig schon Watt betreffende Anhaltepunkte geboten, weshalb diese hier neben den Modificationen der Gegenwart kurz besprochen werden sollen.

Heizfläche[1]) — Watt hatte ermittelt, dass jeder Quadratfuss Kesselheizfläche pro Minute 3,6 Cubikfuss Dampf zu erzeugen vermag, jede Maschinenpferdekraft aber pro Minute 36,3 Cubikfuss Dampf erfordere, woraus folgt, dass die Heizflächengrösse pro Pferdekraft mindestens 10 Quadratfuss engl. betragen müsse[2]). Diesen Werth hat man bei den meisten deutschen (namentlich hannoverschen Steinkohlensorten) viel zu klein befunden, so dass man in solchem Falle 16 bis 20 engl. Quadratfuss (1,5 bis 1,9 Quadratmeter) pro Pferdekraft in Rechnung bringt[3]).

Entsprechend der bereits wiederholt hervorgehobenen Bedingung, dass es stets darauf ankommt, nach und nach möglichst alle Theile des heissen Gasstromes (namentlich das Innere desselben, nicht nur das Aeussere) mit der Kesselfläche in Berührung zu bringen, lehrt die Erfahrung, dass bei der Bestimmung der Heizflächengrösse eines Dampfkessels zunächst auf die jedesmalige Kesselconstruction Rücksicht zu nehmen ist.

So reichen pro Pferdekraft bei gewöhnlichen Cylinderkesseln 1,50 bis 1,80 Quadratmeter aus, sind bei Cornwallkesseln 1,80 bis 2,0 Quadratmeter erforderlich, bei Galloway-Kesseln 1,40 bis 1,50 Quadratmeter etc.

Bei Röhrenkesseln mit Röhren von durchschnittlich 60 bis 70 Millim. Weite sind 1,10 bis 1,30 Quadratmeter ausreichend, wogegen Locomotivkessel mit

1) Man unterscheidet sehr oft directe und indirecte Heizfläche. Unter ersterer versteht man den Theil der gesammten Heizfläche, welche der Wärmestrahlung der Stichflammen des glühenden Brennstoffes direct ausgesetzt ist. Indirecte Heizfläche nennt man dagegen den Theil der ganzen Heizfläche, welcher die Wärme nur durch seine Berührung mit den Heizgasen empfängt. (Man sehe hierüber Grashoff in der 6. Auflage der Redtenbacher'schen Resultate S. 199.)

Da die Grenzen zwischen directer und indirecter Heizfläche niemals genau anzugeben sind, so wird in der Praxis auf diesen Unterschied auch keine Rücksicht genommen. Rechnet man, dass mit directer Heizfläche pro Stunde, pro Quadratmeter 50 Kilogr. Wasser verdampft werden können, so darf man für die Heizfläche, ohne die gedachten Unterschiede, annehmen, dass mit 1 Quadratmeter Heizfläche stündlich 20 bis 25 Kilogr. Wasser zu verdampfen sind, dabei das Verhältniss der Heizfläche zur Rostfläche wenigstens zu 15 bis 20 vorausgesetzt.

2) Anfänglich rechnete Watt gar nur 8 Quadratfuss pro Pferdekraft (Farey, a. a. O. P. 580).

3) Bède, a. a. O. S. 166, schlägt (für belgische Kohlen) folgende Zahlen vor pro Pferdekraft:

0,75	bis	1,0	Quadratmeter	für	Maschinen	mit	Expansion	und	mit	Condensation,	
1,0	„	1,25	„	„	„	ohne	„	„	„	„	
1,25	„	1,50	„	„	„	mit	„	„	ohne	„	
1,50	„	1,75	„	„	„	ohne	„	„	„	„	

Röhren von 38 bis 42 Millimeter lichter Weite nur 0,50 bis 0,75 Quadratmeter bedürfen, endlich bei Röhren von nur 18 bis 20 Millimeter Durchmesser, schon 0,42 bis 0,46 Quadratmeter genügen.

Auch die Beschaffenheit des Brennmateriales ist bei der Ermittlung der Heizfläche des Kessels zu berücksichtigen, beispielsweise pro Pferdekraft:

1,0	bis	1,5	Quadratmeter	bei	Steinkohlen mittlerer Qualität [1]),
1,0	„	1,5	„	„	Kokes mit 15 % Asche,
1,5	„	2,0	„	„	Braunkohle,
1,8	„	2,0	„	„	Torf,
1,2	„	1,8	„	„	trockenem Holze.

Dampf- und Wasserraum. — Watt nahm an, dass jeder Kessel wenigstens für 8 Cylinderfüllungen Dampf enthalten müsse, was natürlich nur für seine Niederdruckkessel passen konnte, und was man später auf das 12- bis 20fache erweiterte. Gegenwärtig nimmt man an, dass das Verhältniss des Dampfraumes zum Fassungsraume des ganzen Kessels wenigstens 0,4 betragen müsse [2]).

Rostfläche und Luftzwischenräume. — Die Rostfläche muss offenbar proportional sein dem Quantum und der Güte des Brennmateriales, das man in bestimmter Zeit verbrennen will, wozu erwähnt werden mag, dass man durchschnittlich 18 Cubikmeter atmosphärische Luft zum Verbrennen eines Kilogramms Steinkohlen rechnet, ein Volumen, dessen Gewicht 23,4 Kilogr.

1) Uhland's Kalender für den praktischen Maschinenbauer, Jahrg. 1875 S. 118.

2) Wicksteed fand bei seinen Versuchen mit Cornwall-Kesseln dies Verhältniss zu $\frac{637}{1475} = 0,431$ (Morin, Leçons etc., Vol. III, P. 203).

Unter Voraussetzung des Verhältnisses 0,4 und einer Kessellänge = 5 Mal Durchmesser entwickelt Weisbach für den Radius $= r$ einfacher Cylinderkessel mit calottenförmigen Endflächen, deren Höhe $= h$ ist, die Formel (preussische Maasse):

$$r = \sqrt[3]{\frac{F}{43,33\left[1 + 0,1\left(\frac{h}{r}\right)\right]}}.$$

Bei halbkugelförmigen Endflächen wird $r = h$ und folglich $r = 0,145\sqrt[3]{F}$.

Die betreffende Redtenbacher'sche Formel wurde bereits S. 593 mitgetheilt.

Aus Bède's Angaben über die erforderliche Grösse des Dampfraumes (a. a. O. S. 163) lässt sich nachstehende Formel ableiten:

$$\text{Dampfraum} = \frac{0,3\,F}{n}\ \text{Cubikmeter},$$

wenn F die erforderliche Heizfläche des Kessels und n die Zahl der Atmosphären bezeichnet, welche dem Dampfdrucke entsprechen, so dass z. B. für $n = 3$ der Dampfraum $= 0,1\ F$ und für $F = 30$ der Dampfraum = 3 Cubikmeter beträgt.

beträgt [1]). Watt rechnete $^2/_3$ bis $^3/_4$ Quadratfuss Rostfläche für jede Pferdekraft (Farey P. 584). Gegenwärtig nimmt man besser 1 Quadratfuss Rostfläche für jede Pferdekraft, weil bei einem etwas grösseren Roste auch der Vortheil erreicht wird, dass die Kohlen nicht zu dick zu liegen kommen.

Die Grösse der Lufteintrittsfläche zwischen den Roststäben nahm Watt zu $^1/_7$ der Rostfläche an, ein Werth, der ebenfalls für die meisten Brennmaterialsorten viel zu klein ist.

Für hannoversche Steinkohlen (der Wälderthonformation angehörig) hat sich nach meinen Erfahrungen $^5/_{16}$ der Rostfläche als Summe der Fläche für den Luftdurchgang als nothwendig herausgestellt [2]).

Die Entfernung der Rostflächen vom Kesselboden nimmt man gewöhnlich 14 bis 20 Zoll (35 bis 50 Centimeter), die Höhe der Kohlenschicht $2^1/_2$ bis 4 Zoll (d. i. 80 bis 100 Millim.). Den Querschnitt der Züge um den Kessel nahm Watt zu $^1/_5$ der Rostfläche an [3]).

1) Redtenbacher rechnet, dass 1 Kilogr. Steinkohlen beim Verbrennen (in gewöhnlichen Kesselfeuerungen) 22,3 Kilogr. Luft bedarf.

2) Hartig in seiner schätzbaren Abhandlung: Untersuchungen über die Heizkraft der Steinkohlen Sachsens, Leipzig 1860, findet als zweckmässige Grösse der Rostfugenfläche $^1/_7$ bis $^1/_6$ der Rostfläche. Nur bei sehr aschenreichen Kohlen (wie die des Plauenschen Grundes bei Dresden) räth er, mit Rücksicht auf die leichtere Bedienung des Feuers, $^1/_5$ bis $^1/_4$ zu nehmen. Redtenbacher hält allein letztere Zahl für die richtige.

Gall (Beschreibung rauchverzehrender Dampfkesselöfen, Trier 1855) legt die Feuerung in den Kesselraum bis zu 8 Fuss Fntfernung unter dem Boden des Kesselraumes, jedenfalls das Aeusserste, was bis jetzt vorgekommen ist. Leider existiren keine zuverlässigen Versuche, die über dies wichtige Verhältniss Aufschluss geben könnten!!

3) Man kann auch die Weite des freien Raumes, die Breite der Luftöffnungen $= c$ zwischen je zwei Roststäben zum Maassstabe der übrigen Rostdimensionen nehmen. Wird die Breite eines Roststabes nebst Zwischenraum mit a und die Breite (Metalldicke an der Oberfläche) nach Abzug des freien Raumes (für den Lufteintritt) mit b bezeichnet, so hat man offenbar $a = b + c$. Setzt man ferner $\frac{c}{a} = \frac{1}{m}$, also $a = mc$ (wo $m = 3$ bis 5 ist), so kann man nach Prof. Grove nehmen:

$c = 4-5$ Millim. für kleine Steinkohlen,
$c = 6-10$ „ „ gewöhnliche Steinkohlen,
$c = 6-8$ „ „ Kokes,
$c = 15$ „ „ Torf,
$c = 5$ „ „ Holz.

Hiernach ist z. B. für $m = 4$, $a = 4c$, $b = 3c$, also für $c = 8$, $a = 32$ und $b = 24$ Millimeter. Die gewöhnliche Breite von a ist 20 bis 30 Millimeter.

Um die Beschickung eines Rostes nicht zu erschweren, macht man seine Gesammtlänge (wenn er aus mehreren Theilen besteht) nicht grösser, als 2 Meter bis allerhöchstens $2^1/_4$ Meter. Die Breite und Dicke (b) der Stäbe selbst macht

Schornstein-Querschnitt und Höhe. — Watt hielt für die Schornsteinquerschnitte $\frac{1}{6}$ der Rostfläche für ausreichend[1]). Die Höhe des Schornsteines nahm er für gewöhnliche Fälle 60 bis 120 Fuss hoch (Farey P. 585).

In der Regel werden Höhen der Schornsteine über 120 Fuss (36 bis 40 Meter) durch ganz besondere nachbarliche, örtliche oder Terrainverhältnisse, oder auch dadurch bestimmt, dass man der Schönheit Opfer bringen will. Hat man nur eine rechte Weite festgestellt, so ist die Höhe ziemlich gleichgültig, sobald sie nur nicht (für die günstigsten Verhältnisse) unter 40 Fuss (12 Meter) genommen wird, weil ohnedies sowohl Uebel für den Kesselbesitzer, wie für dessen Nachbarn zu erwarten sind[2]).

§. 106.

Sicherheitsvorrichtungen bei Dampfkesseln.

Zu den wichtigsten und wirksamsten Mitteln, um gefahrbringende Explosionen bei Dampfkesseln so viel als nur möglich zu vermeiden, gehören gut construirte Sicherheitsventile, Wasserstandsgläser, Probirhähne und Spannungs-

man thunlichst gering, damit die Verbrennungsluft in vielen Punkten mit dem Brennmaterial in Berührung kommt. Die Rostspalten müssen sich unten erweitern, d. h. man macht die Stäbe oben dicker als unten, um das Durchfallen der Asche und Schlackentheile zu erleichtern.

Um das (lästige) Krummwerden der Roststäbe zu vermeiden, lässt man ihre Enden nicht gegen feste Stützen (Knaggen oder Wände der Rostträger) stossen, sondern richtet es so ein, dass ihre Längenausdehnung nicht gehindert wird. Wird die ganze Länge des Rostes aus zwei oder mehreren Stäben gebildet, so lässt man sie versetzt, d. h. so aufliegen, dass sie in die Lücken des anderen greifen. Dann können sich die Stäbe ungehindert gegen einander verschieben, ohne die Luftöffnungen zu verändern, oder irgend wie in Spannung zu kommen. Eine beliebte Rostgattung letzterer Art ist die eines Herrn Mehl, technischer Director der Kammgarn-Spinnerei in Augsburg. Man sehe hierüber eine Mittheilung im Dingler'schen Journale, Bd. 199, S. 437 und namentlich die mit schönen Abbildungen begleiteten Beschreibungen in v. Reiche's „Dampfkessel", erster Theil, S. 48 und 49.

1) Der höchst praktische Alban nahm ebenfalls immer auf 6 Quadratfuss Rostfläche einen Quadratfuss Querschnitt für den Schornstein und ging selbst bei der kleinsten Maschine nie unter einen Querschnitt von 8 Zoll im Quadrate (Hochdruckdampfmaschine, S. 272).

2) Nach Prof. Böttcher in seiner Bearbeitung der 5. Auflage von Bernoulli's „Dampfmaschinenlehre", S. 111 sind die Schornsteine nach folgender Tabelle zu bestimmen, denen hauptsächlich Peclet's Formeln zu Grunde liegen und deren Ableitung aus desselben Autors Artikel „Dampfmaschine" im 2. Bande der Supplemente zu Prechtl's Technol. Encyklopädie zu entnehmen ist:

messer (Manometer), so gross ausserdem das vorgeschlagene Heer von Schwimmern, Selbstspeisern, schmelzbaren Pfropfen oder Platten u. s. w. auch sein mag und so sehr man solche oft anpreisen hört.

Stündlich verbrennt		Höhe des Schornst.	Obere Weite des		Untere Weite des	
Steinkohlen	Holz.		quadratischen Schornsteins.	runden Schornst.	quadrat. Schornst.	runden Schornst.
Kilogramm.	Kilogramm.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.
10	20	10	0,24	0,27	0,36	0,40
20	40	13	0,32	0,36	0,48	0,54
30	60	15	0,38	0,43	0,57	0,63
40	80	17	0,43	0,48	0,64	0,72
50	100	18	0,47	0,53	0,70	0,80
75	150	20	0,55	0,62	0,82	0,91
100	200	22	0,62	0,70	0,93	1,05
150	300	26	0,73	0,83	1,00	1,24
200	400	28	0,83	0,93	1,25	1,39
250	500	30	0,91	1,03	1,36	1,54
300	600	31	0,98	1,11	1,47	1,67
350	700	32	1,05	1,19	1,57	1,78
400	800	33	1,11	1,26	1,66	1,89
450	900	34	1,17	1,33	1,75	2,00
500	1000	34	1,23	1,39	1,84	2,09
550	1100	35	1,29	1,45	2.93	2,18
600	1200	35	1,34	1,51	2,01	2,27

Nach Wissen des Verfassers ist zur Zeit der höchste Schornstein (auf der Erde?) der der chemischen Fabrik von J. Townsend zu Port Dundas in Schottland, dessen Höhe 454 Fuss engl. (138 Meter) beträgt. Der nächsthöchste dürfte der der chemischen Fabrik von Tennant zu St. Rollox bei Glasgow von $135\frac{1}{2}$ Fuss engl. Höhe sein. Als höchster Fabrikschornstein auf dem Continente wird einer zu Flores bei Namur angegeben, indem dessen Höhe 377 Fuss (115 Meter) beträgt. In Deutschland dürfte der 340 Fuss engl. (104 Meter) messende Schornstein der Bochumer Gussstahlfabrik der höchste sein. Den höchsten Schornstein der Provinz Hannover besitzt die chemische Fabrik zu Nienburg an der Weser. Seine Höhe beträgt 216 Fuss engl. oder 66 Meter. (Man sehe hierüber auch das Monatsblatt des Hannov. Gewerbevereins, Jahrg. 1867, S. 69 und 120, sowie das Wochenblatt desselben Vereins, Jahrg. 1870, S. 220.)

Hohe Schornsteine lassen sich auch durch künstliche Zugmittel, beispielsweise durch sogenannte Blasrohre ersetzen, wovon die der Eisenbahn-Lokomotiven und der lokomobilen Dampfmaschinen überhaupt besondere Beispiele liefern,

I. Sicherheitsventile[1]).

Ungeachtet aller noch so sinnreich angeordneten und vortrefflich gearbeiteten Feder- uud Quecksilbermanometer (S. 203 bis 209) bleibt für den praktischen Gebrauch ein richtig construirtes, gut ausgeführtes und sorgfältig gepflegtes Sicherheitsventil eines der besten Mittel nur, einen Kessel gegen zu hohe Dampfspannungen zu schützen.

Empfindlichkeit, leichte Beweglichkeit an allen Stellen, richtig bestimmte Durchmesser, schmale Sitzflächen, damit die Adhäsion nicht wirksam werden kann und Schmutzablagerungen nicht merklich stattfinden können[2]), nicht zu geringer Hub und Ausflussöffnungen, die nicht durch irgend welche Führungsstücke (Flügel, Lappen, Backen, Stangen u. dergl. m.) nachtheilig verengt werden können, sind die Haupterfordernisse eines Ventils, welches den Namen zuverlässig und brauchbar erhalten soll.

Ein gewöhnliches aber einfaches und zweckmässiges Ventil, wie es na-

und worüber in der Allgem. Maschinenlehre, Bd. 2, S. 481 und Bd. 3, S. 260 berichtet wird. Statt der Blasrohre kann man auch Ventilatoren benutzen. Ausführlich hierüber handelt Zeuner in einer Abhandlung des Civil-Ingenieur, Bd. 4 (1858), S. 127, sowie Bède, a. a. O. S. 70 unter der Aufschrift: „Mechanische Vorrichtungen zur Beförderung des Luftzuges." Endlich ist auf eine lehrreiche Abhandlung Zeuner's zu verweisen, welche betitelt ist: „Das Locomotiv-Blasrohr." Experimentelle und theoretische Untersuchungen über die Zugerzeugung durch Dampfstrahlen etc., Zürich 1863.

1) Armengaud, Traité des moteurs à vapeur, P. 288 (Soupapes des sureté), Pl. 8. — Péclet, Traité de la chaleur, Tom. II, P. 41. — Böttcher, Artikel „Sicherheitsventil bei Dampfkesseln" in den Supplementen zu Prechtl's Technolog. Encyklopädie, Bd. 2, S. 354. — Rühlmann, Ueber Sicherheitsventile bei Dampfkesseln. Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1860, S. 74. — Klotz, Ueber eine Verbesserung der Sicherheitsventile für Dampfkessel. Zeitschrift des österreichischen Ingenieurvereins, Juniheft 1861, S. 119. Als Commentar hierzu: Werner, Begrenzung der Dampfspannung durch Sicherheitsventile. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. 6, 1862, S. 147.

Dann eine Abhandlung des Verfassers in den Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1870, S. 88.

Kolster, Ueber das Ausströmen von Dampf und Luft aus Gefässmündungen und über die Dimensionen der gebräuchlichen Sicherheitsventile. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XI, S. 433 und 711, sowie Bd. XII, S. 37.

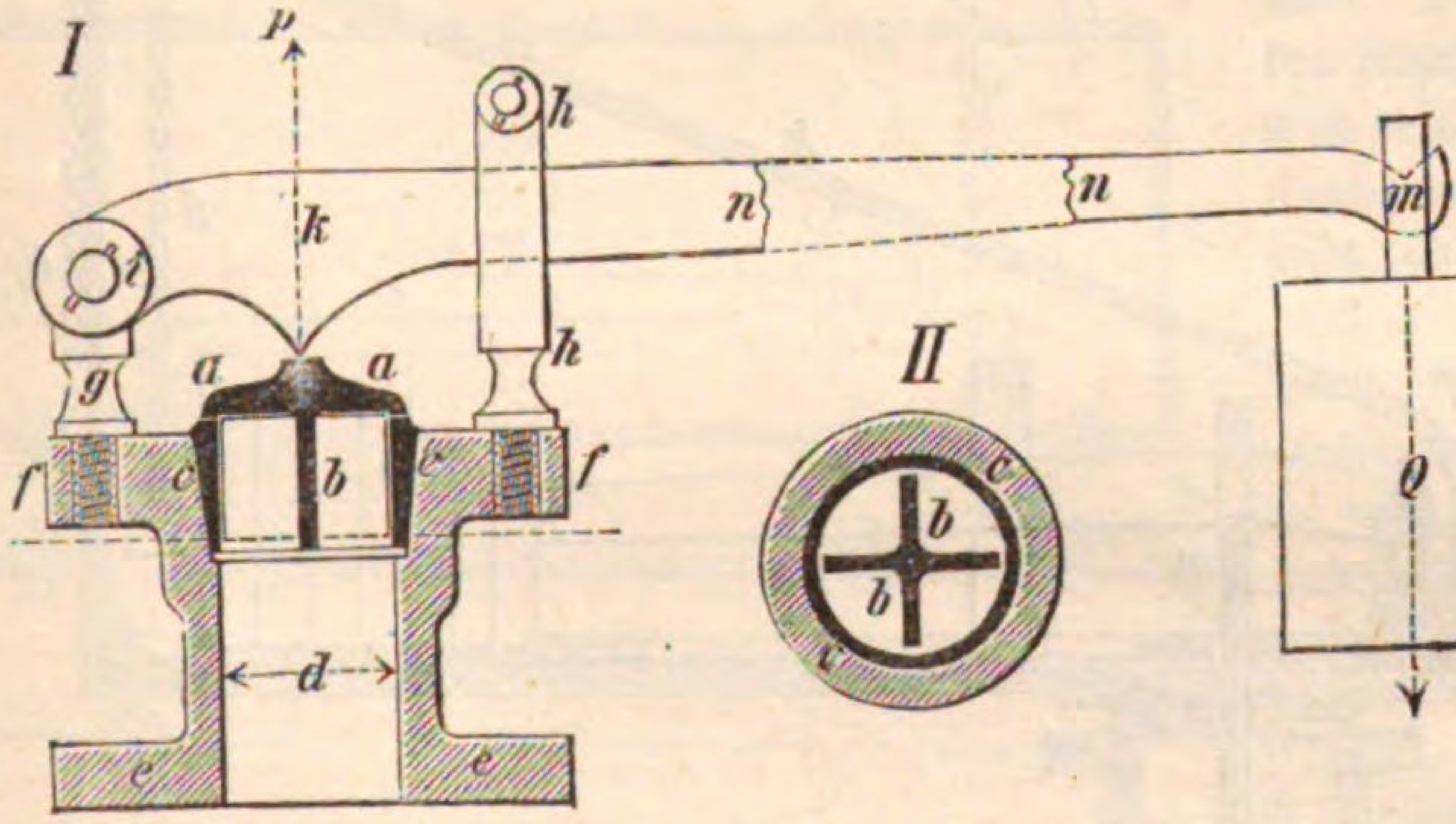
Kayser, Beitrag zur Grössenbestimmung der Sicherheitsventile für Dampfkessel. Ebendaselbst Bd. XIII, S. 35.

2) Auf breiten Schlussflächen bleiben die aus dem Kesselwasser mit dem Dampfe fortgerissenen Unreinigkeiten hängen und verhindern den dichten Schluss. Aus letzterem Grunde und noch aus anderen Ursachen ist es vortheilhaft, die Schlussfläche des Ventils ganz schmal und nahezu scharf, die Sitzfläche aber eben zu machen. Man sehe in letzterer Beziehung namentlich den vorher citirten Artikel des Professors Werner in Berlin.

mentlich die hannoversche Maschinenbauanstalt, vormals G. Egestorff in Linden verwendet, zeigt Fig. 412 im Verticaldurchschnitte.

Das gusseiserne Rohrstück *ee*, derartig eingerichtet, dass es unmittelbar über einer betreffenden Oeffnung auf dem Kesseldeckel befestigt werden kann, erweitert sich oberhalb zur Aufnahme eines auswärts etwas conisch gestalteten Messingringes *c*, des Sitzes des Ventils. Das Ventil selbst bildet einen kreis-

Fig. 412.

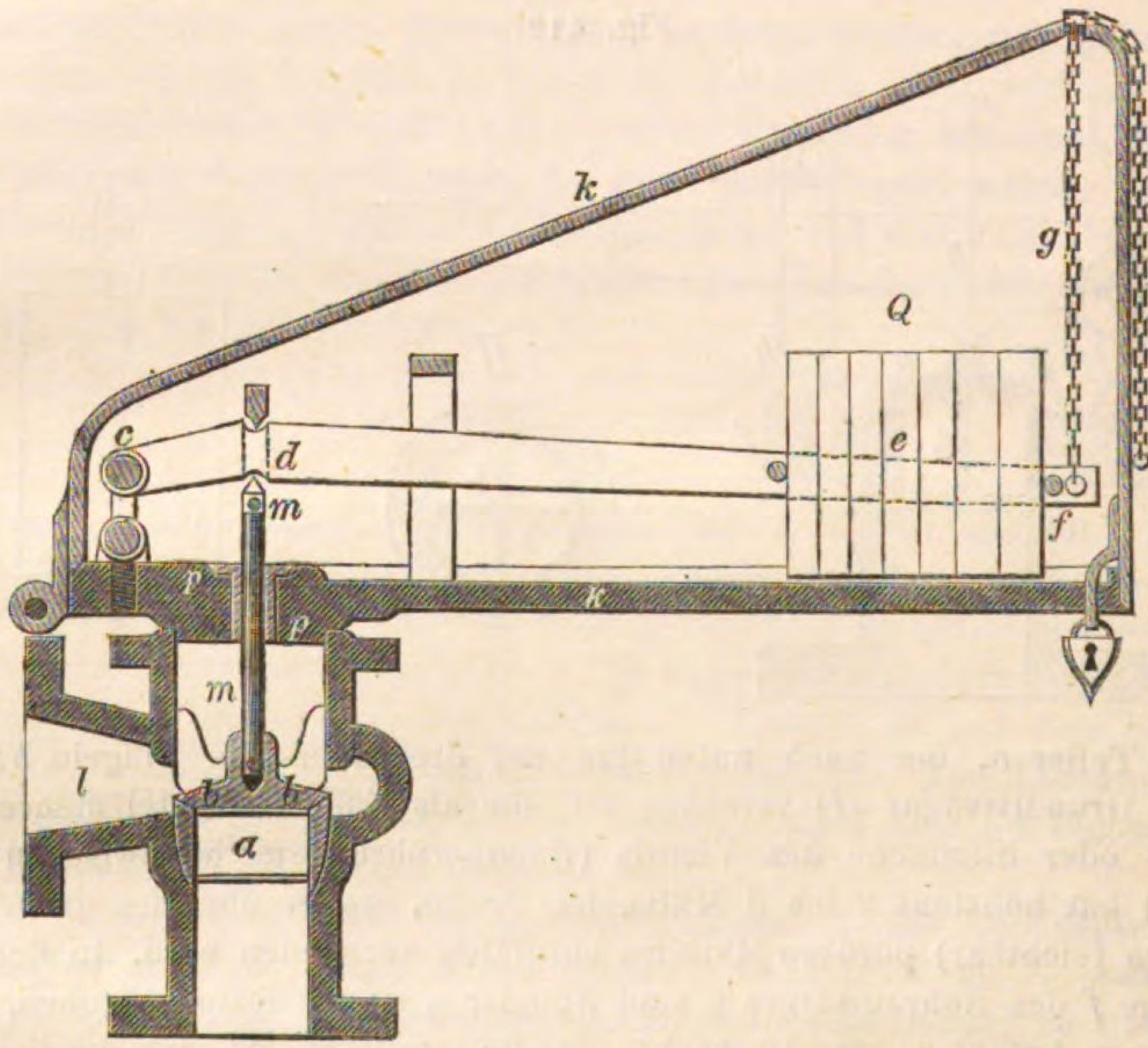


förmigen Teller *a*, der nach unten hin mit drei oder vier Flügeln *bb* (man sehe die Grundrissfigur *II*) versehen ist, die als Führungsmittel dienen. Die Auflager- oder Sitzfläche des Ventils (Randberührungsfläche zwischen Ventil und Sitz) hat höhstens 2 bis 3 Millimeter Breite, wobei überdies die Verwendung alles (sichtbar) porösen Metalles sorgfältig vermieden wird. In dem Mündungsringe *f* des Rohraufsatzes *e* sind Ständer *g* und *h* festgeschroben, wovon ersterer zur Aufnahme der Drehachse des Belastungshebels *inm* bestimmt ist, letzterer als Führung dient, den Hebel gegen nachtheilige seitliche Verschiebungen zu sichern.

Der Verfasser muss sich ganz entschieden gegen alle Ventile, wie z. B. das Fig. 413 skizzirte aussprechen, welche mit Stopfbüchsen (*pp*) oder irgend Reibung verursachenden Führungsstangen (*m*) in Verbindung stehen, sowie auch alle Arten von Verschlusskappen, Gehäusen (*k*,*k*) u. dergl. m., die das dem Heizer unmittelbar überwiesene Ventil mehr oder weniger seinen Augen entziehen. Dies ist namentlich bei der Anordnung Fig. 413 der Fall, wo sowohl der Ventilsitz *a*, wie das Ventil *b* selbst völlig eingekapselt sind und wodurch überdies das Herausnehmen, Reinigen, Einschleifen von Sitz wie Ventil erschwert ist und der durch die Decke *p* gehende Bolzen oder Stift *m* Veranlassung giebt, das Spiel des Ventiles zu beeinträchtigen. Wenn man diese Construction damit zu entschuldigen wähnt, dass sie durch das oft geforderte Anbringen eines Rohrstutzens *l* nöthig wird, um ein aus dem Kesselhause führendes Rohr anbringen und etwa abblasenden Dampf gehörig entfernen zu können, so wird dieser geringe Nutzen (wenn von einem solchen überhaupt die Rede sein kann), mehr als vollständig durch die bereits gerügten Uebel aufgewogen. Legt man unter Umständen auf das Entfernen etwa abströmenden Dampfes aus dem Kesselhause und auf das Anbringen von Verschlusskasten *k* dennoch sehr grossen Werth, so kann man die Ausführung so beschaffen, wie

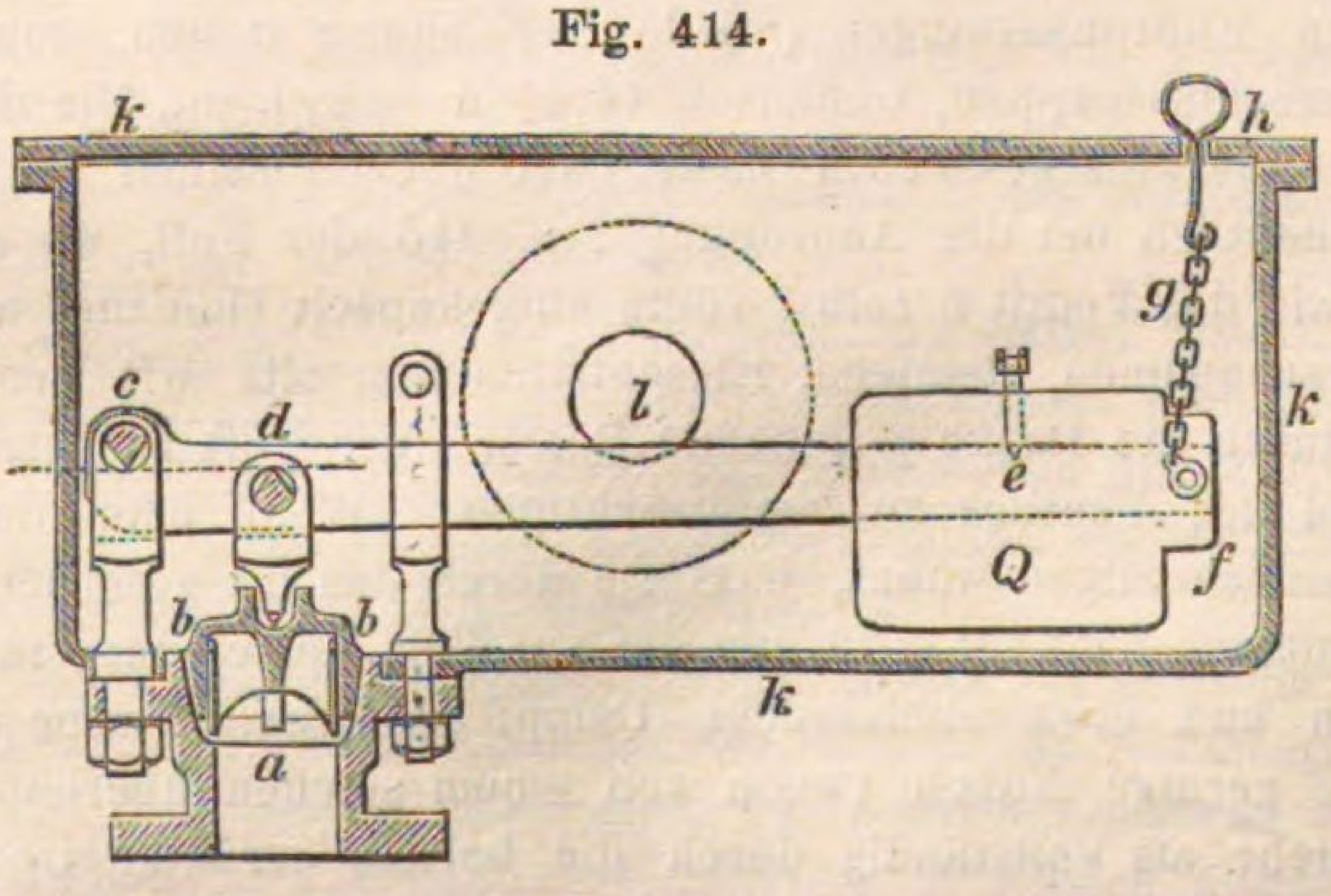
Fig. 414 und 415 erkennen lassen, wozu noch bemerkt werden mag, dass in sämmtlichen drei Abbildungen gleiche Theile mit denselben Buchstaben bezeichnet und nur in Fig. 415 beim zweiten Ventile griechische Buchstaben gewählt wurden.

Fig. 413.



Die Anordnung Fig. 414, wo nur ein Ventil vorhanden ist, zeigt eine betreffende Ausführung der erwähnten Lindner (früher G. Egestorff'schen) Maschinenfabrik. Um das Ventil zeitweilig lüften zu können, ohne den Verschlusskasten *k* abnehmen zu müssen, hat man am Belastungshebel *e* bei *f* eine Kette *g* angebracht und diese ausserhalb mit einer Handhabe *h* versehen. Bei *l* kann am Kasten *k* ein Dampfabführungsrohr angebracht werden.

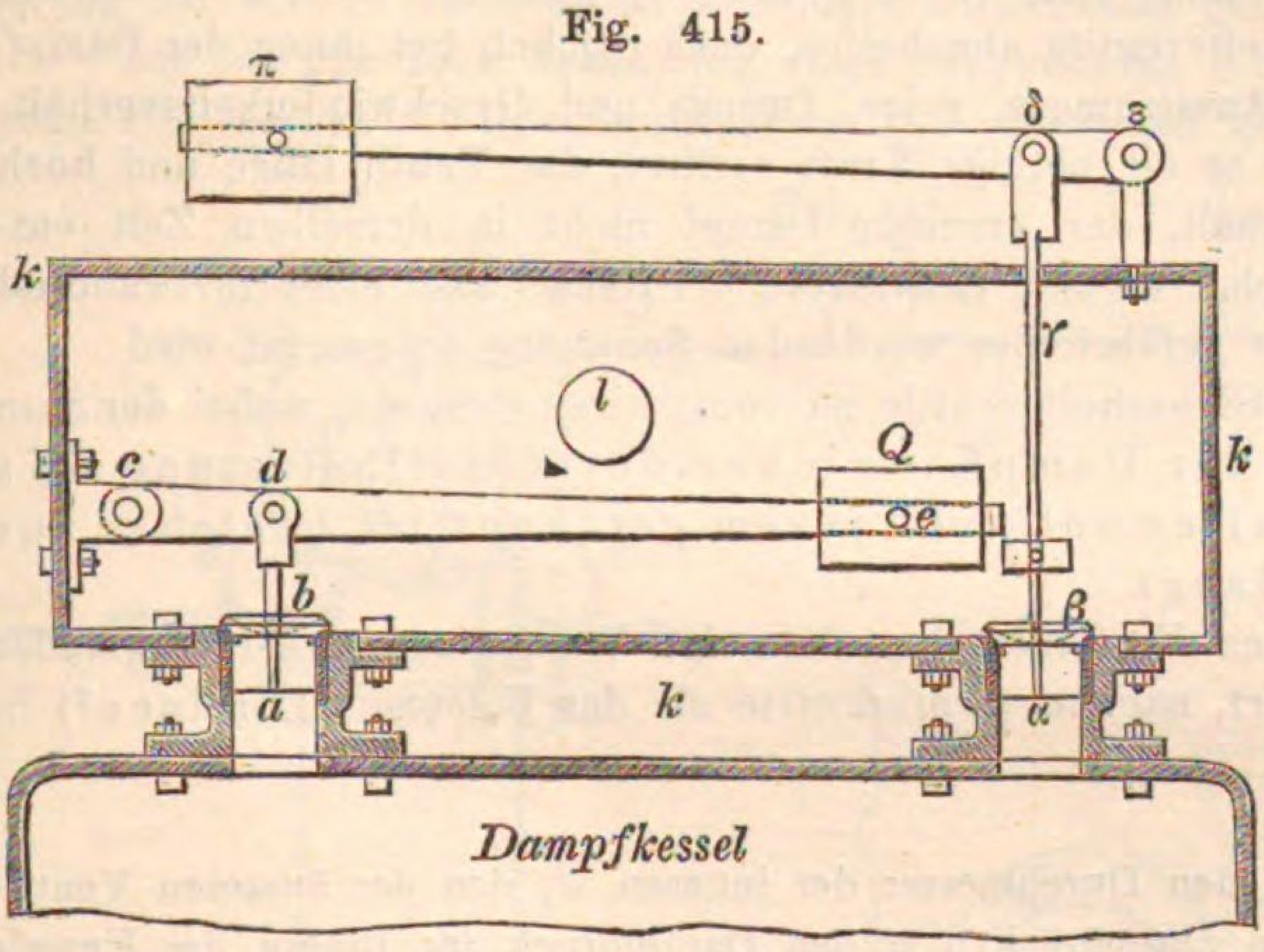
Fig. 414.



Die Anordnung Fig. 415, wo zwei Ventile (nur eins dem Heizer zugänglich) angebracht sind, ist aus der Schiffs- und Maschinenbauanstalt „Vulkan" in Stettin hervorgegangen. (Die preussische polizeiliche Bestimmung vom 29. Mai 1871 verlangt für Dampfschiffskessel, nach §. 8, zwei Sicherheitsventile etc.).

Sämmtlich soeben besprochene Anordnungen bezeichnet man als Ventile mit indirecter Belastung, weil die betreffenden Gewichte Q, die einem bestimmten Dampfdrucke das Gleichgewicht zu halten haben, nicht unmittelbar auf die Ventilmitte gestellt, oder in der Richtung kp Fig. 412 befestigt sind. Fände letzteres Statt, so würde man ein Ventil mit directer Belastung erhalten [1]).

Fig. 415.



Um die Grösse des Belastungsgewichtes Q (Fig. 412) zu berechnen, wenn das Hebelverhältniss $\frac{im}{ik} = 10$ ist, der Ventildurchmesser d (zwischen den inneren Rändern der Auflagefläche gemessen) 80 Millimeter beträgt, der Dampf im Kessel 5 Atmosphären Spannung hat und Ventil nebst Hebel 8 Kilogr. wiegt (1 Kilogr. das Ventil allein), verfährt man folgendermassen:

Es beträgt der Inhalt der Ventilfläche, welche vom Dampf gedrückt wird: $0{,}785\,(8)^2 = 50{,}26$ Quadratcentim., folglich die resultirende Druckgrösse, die Pressung einer Atmosphäre 1,0336 Kilogr. pro Quadratcentimeter angenommen:

$$(5 - 1)\ 1{,}0336 \cdot 50{,}26 = 207{,}8^{\text{Kil.}}$$

Hiervon Ventil und reducirtes Hebelgewicht ($= 8^{\text{Kil.}}$) abgezogen, bleibt:

$$199{,}8^{\text{Kil.}} \text{ als directe Belastung.}$$

Somit die indirecte Belastung:

$$Q = \frac{1}{10} \cdot 199{,}8 = 19{,}98^{\text{Kil.}}\ ^{2)}.$$

1) So vortheilhaft auf den ersten Blick Ventile mit directer Belastung erscheinen könnten, weil der Hebel mit seinen Reibungswiderständen wegfällt, so wenig ist dies der Fall bei näherer Betrachtung, was auch durch die Erfahrung bestätigt wird. Einmal ist es unbequem, sich mit grossen Gewichten befassen zu müssen, und ein anderes Mal werden diese leicht Veranlassung, dass das Ventil schief gegen seine Sitzflächen gedrückt und der sicheren Dichtung desselben geschadet wird. Abbildungen von Ventilen mit directer Belastung (oben aufgebracht) finden sich u. A. bei Péclet, Tom. II, P. 47 u. 48, ferner in Scholl's Führer des Maschinisten, S. 152 (7. Aufl.). Mit unten angehangenen, im Kessel befindlichen Belastungen in den Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1860, Taf. II.

2) Eine obigem Rechnungsgange entsprechende Formel für Q lässt sich folgendermaassen ableiten:

Vorausgesetzt ist bei dieser Rechnung allerdings, dass die Reibung in der Hebelachse als klein genug vernachlässigt werden kann und im Führungsständer gar keine Reibung auftritt.

Neuerdings hat man sich vielfach bemüht, dem allgemeinen Uebel der gewöhnlichen Sicherheitsventile abzuhelfen, dass nämlich bei ihnen der Dampf, im Augenblicke des Ausströmens, seine Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse so ändert, dass er die nöthige Kraft verliert, das Ventil lange und hoch genug schwebend erhält, der erzeugte Dampf nicht in derselben Zeit entweichen kann, in welcher er sich entwickelt, der Kessel also einer fortwährend steigenden und immer gefährlicher werdenden Spannung ausgesetzt wird.

Man hat daher Sicherheitsventile zu construiren versucht, wobei der Satz realisirt wird: dass der Dampf, welcher der Ventilbelastung das Gleichgewicht halten soll, von jenem getrennt ist, welcher zur Ausströmung gelangt.

Nach Wissen des Verfassers hat derartige Ventile zuerst der Engländer Bodmer[1]) ausgeführt, nachher reproducirte sie der Ingenieur Lindner[2]) in

Es bezeichne d_2 den Durchmesser der inneren, d_1 den der äusseren Ventilfläche (in Millimetern ausgedrückt), p den Dampfdruck im Innern des Kessels pro Quadratmillimeter, so dass $p = 0,01336 \,.\, n$ Kilogr. ist, wenn n die Dampfspannung im Kessel nach Atmosphären bezeichnet. Ferner bezeichne w das Gewicht des Ventils nebst dem ebendahin reducirten Hebelgewichte und q das gesuchte directe Belastungsgewicht.

Hiernach wird das Ventil mit einer Kraft gegen seinen Sitz gedrückt, welche gleich ist:

$$q + w + 0,01336 \,.\, \frac{d_1{}^2\pi}{4},$$

dagegen zur Erhebung angeregt mit einer Kraft:

$$= 0,01336 \,\frac{n\, d_2{}^2\pi}{4}.$$

Für den Gleichgewichtszustand ergiebt sich sonach die Gleichung:

$$0,01336 \,\frac{n \,.\, d_2{}^2\pi}{4} = 0,01336 \,.\, \frac{d_1{}^2\pi}{4} + q + w.$$

Hieraus folgt aber wegen:

$$0,01336 \,.\, \frac{\pi}{4} = 0,01336 \,.\, 0,785 = 0,00811$$

$$q = 0,00811\,(n\, d_2{}^2 - d_1{}^2) - w,$$

oder wenn man $d_2 = d_1 = d$ (genau genug) annimmt:

$$q = 0,00811\,(n - 1)\, d^2 - w.$$

Bezeichnet man endlich das Hebelverhältniss $\frac{ik}{im}$ (Fig. 412) mit $\frac{a}{b}$, so folgt zuletzt:

$$Q = \frac{b}{a}\,[0,00811\,(n - 1)\, d^2 - w]$$

für Millimeter und Kilogramme.

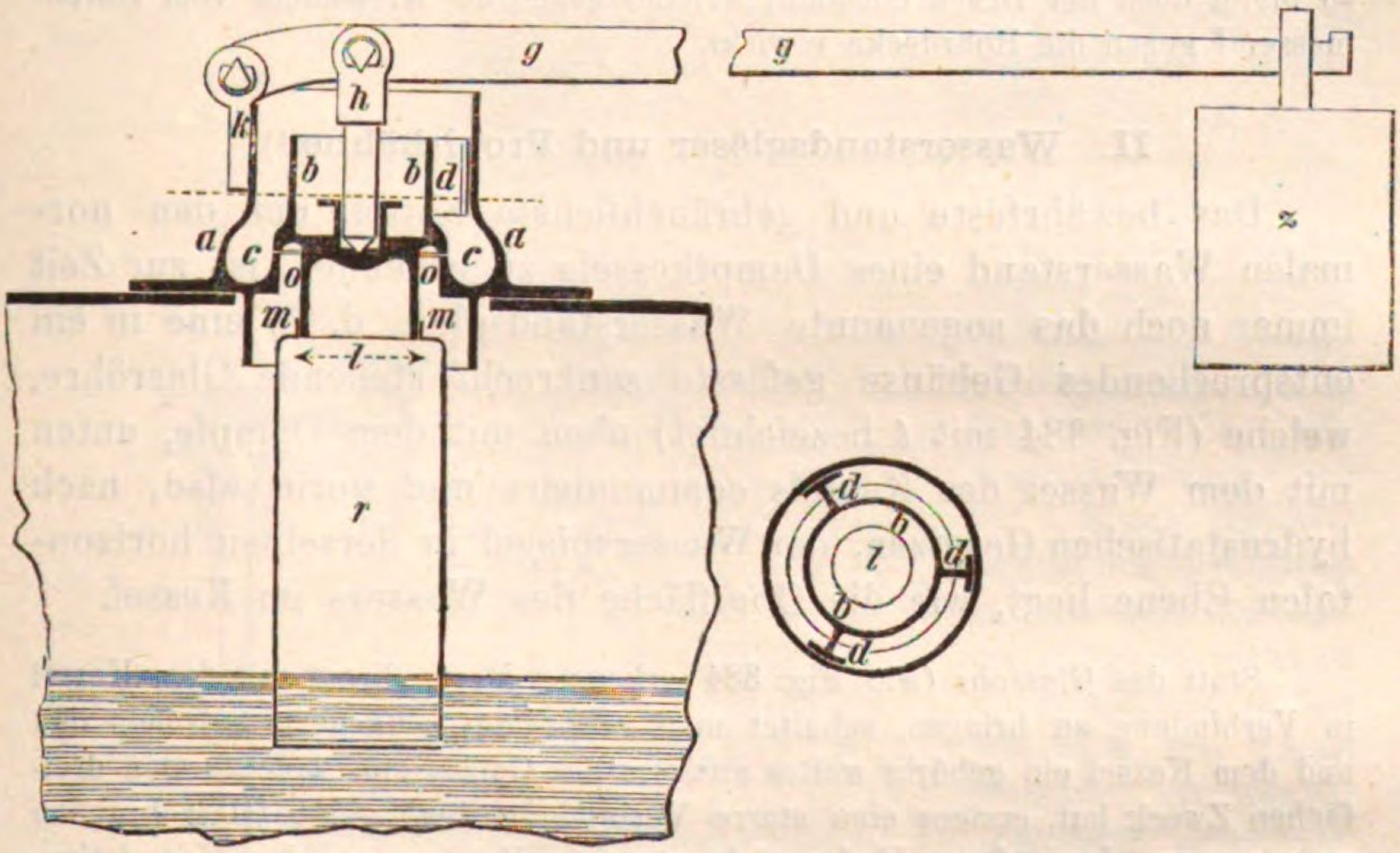
1) Revue universelle, Tom. VI, 1859, P. 316. — Ann. des mines, Tom. XV, 1859, P. 439. — The Engineer, Vol. IX, Nr. 217 (24. Febr. 1860).

2) Organ für Eisenbahnkunde, Bd. 12, 1857, S. 110.

Wien, weiterhin, fast gleichzeitig, der Professor Klotz [1]) in Graz, der zugleich die Frage theoretisch behandelte, ferner der Eisenbahnmechaniker G. Meyer [2]) in Hannover und endlich der Professor Werner [3]) an der grossherzogl. polytechnischen Schule in Darmstadt, auf dessen gründliche Kritisirung der Klotz'schen Arbeit besonders aufmerksam gemacht werden muss [4]).

Die Meyer'sche Anordnung eines verbesserten Bodmer'schen Ventils zeigt Fig. 416 im Verticaldurchschnitte (mit theilweise beigesetzter Grundriss-

Fig. 416.



figur), wobei aa den Körper bezeichnet, an welchem sich der Ventilsitz cc von nur $^1/_{16}$ Zoll (1,6 Millimeter) befindet. Zum entsprechenden Führen des

1) A. a. O. (österreichischer Ingenieurverein), Juniheft 1861, S. 119.

2) Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1861, S. 207.

3) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1862, Heft 2.

4) Bei Gelegenheit der Kritik, welche Prof. Werner über den Ventilartikel von Klotz aufstellt, zieht derselbe mit vollem Rechte gegen alle breitsitzigen Dampfventile zu Felde und zeigt besonders, dass sich ein solches unter Umständen trotz guter Anordnung dennoch wie ein undichtes Ventil verhalten könne. Um diesem letztbemerkten Uebel aus dem Wege zu gehen und den Kesselbesitzern nicht Ventilbelastungen vorzuschreiben, bei welchen das „Dampfabblasen" früher erfolgt, als der correspondirenden Dampfspannung entspricht, wurde in Hannover bereits seit 1858 die vorzuschreibende Belastung des Ventils nicht berechnet, sondern aus Versuchen bestimmt, wobei die zugehörige Dampfspannung durch Etalon-Manometer controlirt wird. Seit dem 11. Juni 1871 (Anweisung des Handelsministers) ist dieses richtigere Verfahren auch in Preussen zur Vorschrift erhoben, d. h. die zulässige Belastung der Sicherheitsventile darf nicht mehr im Voraus normirt werden.

Ventils *b* sind die drei Stege *d* (man sehe die Grundrissfigur) vorhanden, während am nach unten gerichteten röhrenförmigen Ansatze *m* des Ventils ein längeres Kupferrohr *r* angelöthet ist, welches mit seinem unteren Ende weit genug in das Kesselwasser hinabreicht. Ueberschreitet nun die Dampfspannung im Kessel ein bestimmtes Maximum, dem die Grösse *z* der indirecten Belastung entspricht, so wird erst die in *r* abgesperrte Luft zusammengepresst, nachher aber das Ventil gehoben und dem Dampfe das Ausströmen verstattet. Wie immer sich dabei nun der Druck an der Ausflussmündung ändern mag, so bleibt doch der Druck constant, welcher gegen die Kreisfläche vom Durchmesser *l* gegen die Rohrdecke *r* wirkt.

II. Wasserstandsgläser und Probirhähne [1])

Das bewährteste und gebräuchlichste Mittel, um den normalen Wasserstand eines Dampfkessels zu erkennen, ist zur Zeit immer noch das sogenannte Wasserstandsglas, d. h. eine in ein entsprechendes Gehäuse gefasste senkrecht stehende Glasröhre, welche (Fig. 384 mit *t* bezeichnet) oben mit dem Dampfe, unten mit dem Wasser des Kessels communicirt und worin also, nach hydrostatischen Gesetzen, der Wasserspiegel in derselben horizontalen Ebene liegt, wie die Oberfläche des Wassers im Kessel.

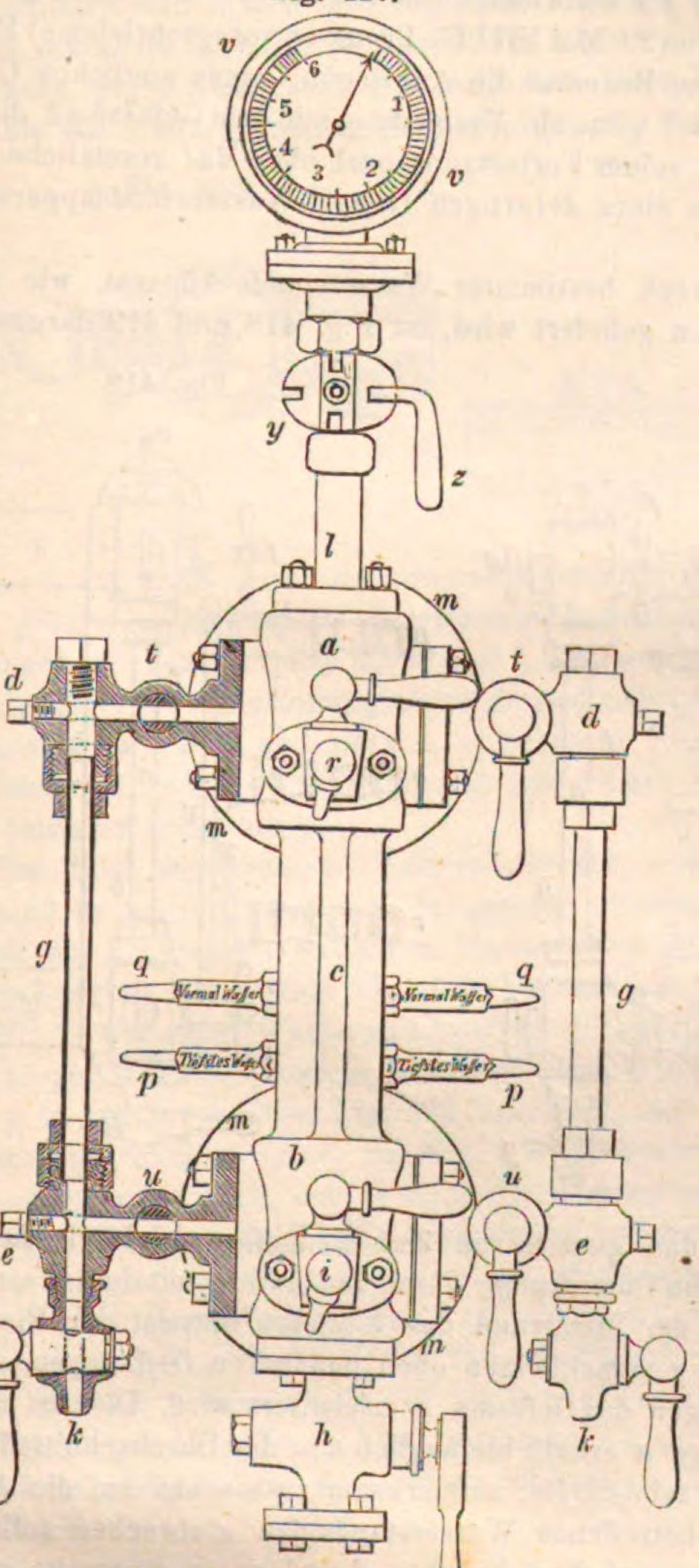
Statt das Glasrohr (wie Fig. 384 erkennen lässt) direct mit dem Kessel in Verbindung zu bringen, schaltet man neuerdings sehr gern zwischen ihm und dem Kessel ein gehörig weites gusseisernes Gefäss ein, welches den dreifachen Zweck hat, erstens eine starre Verbindung der beiden Glasrohrenden zu erzeugen (damit deren Enden nicht etwaigen Bewegungen der Kesselstirnplatte folgen und zerbrechen, überhaupt schädliche Verschiebungen nicht eintreten können), zweitens Platz zum Anbringen mehrerer Probirhähne zu schaffen, und drittens den Vortheil geringerer Nieveauschwankungen zu gewinnen.

Eine derartige Anordnung neuester Construction von F. Rassmus in Magdeburg, und zwar mit zwei Wasserstandsgläsern, zeigt Fig. 417.

Das gusseiserne Gefäss *abc* besteht hauptsächlich aus einem Dampfbehälter *a* und einem Wasserbehälter *b* (im speciellen Falle beide von 90 Millimeter lichter Weite) mit Flantschen *mm* zum Anschluss an die nach dem Kessel führenden Röhren (von 60 Quadratcentimeter lichtem Querschnitt). Beide Behälter *a* und *b* sind durch eine massive Kreuzrippe *c* verbunden, in welcher

1) Alban, Hochdruckdampfmaschine, S. 170 ff. — Scholl, Führer des Maschinisten, 7. Aufl., S. 139—144 ff. — Reuleaux, Wasserstandszeiger mit selbstthätigem Abschlusse. Civil-Ingenieur, Bd. 3, 1857, S. 148. — Rühlmann, Ueber Wasserstandszeiger für Dampfkessel. Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1859, S. 159. — Péclet, Traité de la chaleur, Tom. II, 1860, P. 16 (Indicateurs de niveau). — Armengaud, Traité des moteurs à vapeur, P. 8 (Niveaux d'eau et flotteurs). — Böttcher, Bernoulli's Dampfmaschinenlehre, Stuttgart 1865, S. 206, Abschnitt „Wasserstandszeiger."

Fig. 417.



die Zeiger pp für den tiefsten (gesetzlich zu beachtenden) Wasserstand und qq für den sogenannten normalen Wasserstand eingeschraubt sind.

An den Dampf- und Wasserbehältern sind seitwärts die messingenen Köpfe d und e zur Aufnahme der Glasröhren (Glas-Visiren) gg (in der Abbildung links im Verticaldurchschnitte dargestellt) angeschroben, so wie nach vorn die Ausblashähne i und r[1]). Unten befindet sich am Wasserbehälter ein ebenfalls messingener Durchgangshahn h, um von Zeit zu Zeit das nach dem Kessel führende Wasserrohr gründlich ausblasen und vom Schlamme reinigen zu können. kk sind in die Wasserstandsglasköpfe angeschraubte Ausblashähne. Die Hähne tt und uu dienen ausser selbstverständlichen Communicationszwecken noch dazu, eine zeitweise Absperrung ausströmenden Wassers und Dampfes zu verhindern,

1) Diese Hähne sind so eingerichtet, dass man behufs Entfernung von Kesselstein in gerader Richtung durchstossen kann (§. 6 der citirten Bekanntmachung vom 29. Mai 1871, die Anlegung von Dampfkesseln in der preussischen Monarchie betreffend). Der Ausblashahn i ist hier an der tiefsten Stelle des Behälters angebracht, um sowohl das Ansammeln von Schlamm zu verhindern, als auch um die nach dem Kessel führenden Röhren besser an der untersten Wand reinigen zu können.

wenn eines der Glasröhren *gg* zerbricht. Endlich ist *yz* die (nach § 13 der polizeilichen Bestimmung vom 29. Mai 1871 für Preussen vorgeschriebene) Einrichtung, welche den prüfenden Beamten die Anbringung eines amtlichen Control-Manometers (S. 206) gestattet. Das zur Verbindung mit dem Gefässe *ab* dienende Rohr *l* trägt ausserdem in seiner Fortsetzung nach oben das gesetzliche Feder-Manometer *vv*. Der Preis eines derartigen Doppel-Wasserstandsapparates ist 180 Mark.

Ein für gleichen Zweck bestimmter Wasserstands-Apparat, wie solcher von Piedboeuf in Aachen geliefert wird, ist Fig. 418 und 419 dargestellt.

Fig. 418.

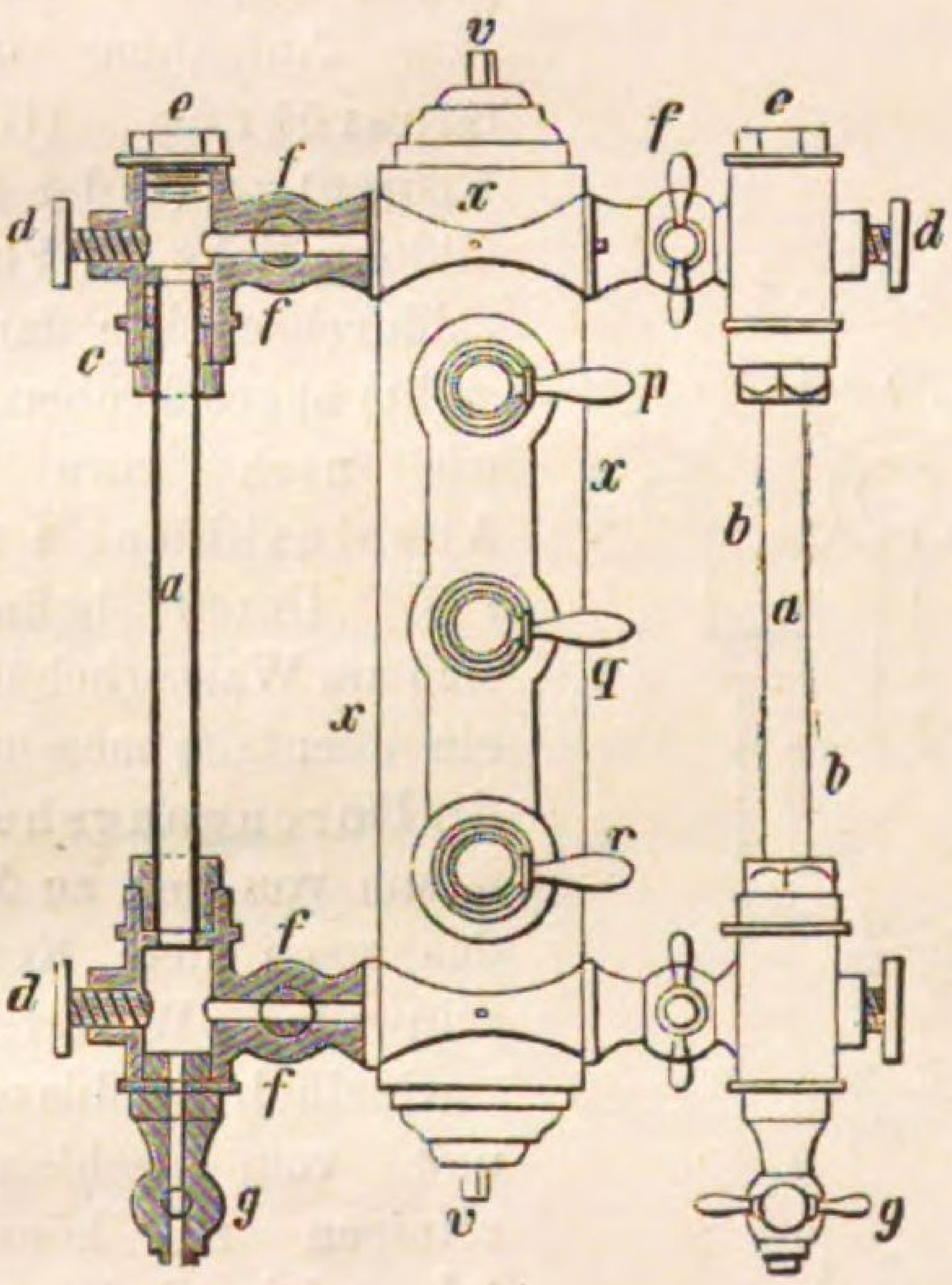
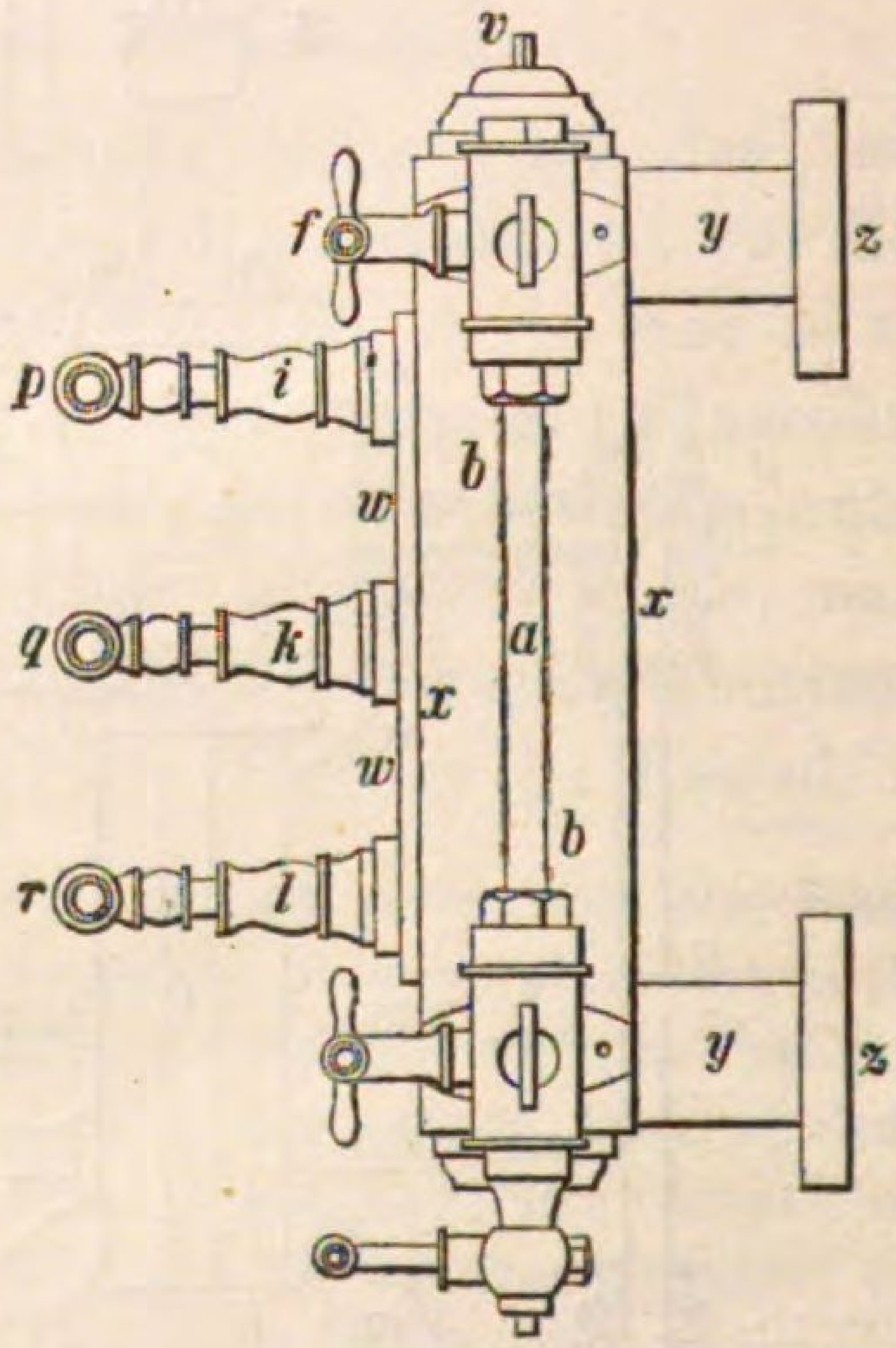


Fig. 419.



Hier communicirt das gusseiserne Zwischengefäss *x* durch das obere kurze Rohrstück *y* mit dem Dampfraum, durch das untere mit dem Wasserraum des Kessels und wird an der Stirnwand des letzteren mittelst der Flantschen *z* befestigt. Schrauben *vv* verschliessen oben und unten Oeffnungen, wodurch das Ausblasen und Reinigen des Gefässes *x* erleichtert wird. Die Art der Verbindung mit den Glasrohren *a* erhellt hinlänglich aus der Durchschnittsfigur 418, wobei kaum erforderlich sein dürfte, aufmerksam zu machen auf die Absperrhähne *f* (im Falle das betreffende Wasserstandsglas zerbrechen sollte), auf die Ausblashähne *g*, ferner auf die Schrauben *d* und *e*, um einerseits zur Glasröhre gelangen, andererseits, nach der Herausnahme von *d*, mit einem Eisendrahte oder anderen steifen Stäbchen die Canäle reinigen und solche überhaupt für den gehörigen Durchgang, von beziehungsweise Dampf und Wasser, geeignet machen zu können.

Von besonderer Anordnung sind die drei mit dem Innern des Gefässes *x* communicirenden Probirhähne *pqr* (wovon der obere stets Dampf, der untere ausschliesslich Wasser, der mittlere beides zugleich geben soll).

Vorerst sind es nicht gewöhnliche Kegelhähne, sondern eine Art Ventilhähne, wobei in den Mantel des Hahnkörpers Schrauben eingeschnitten sind,

deren Muttern sich in den unbeweglichen Ansätzen *i*, *k* und *l* befinden. Sodann hat man innerhalb in jedem letztgedachter Ansätze eine kegelförmige Sitzfläche angebracht, gegen welche eine Art (und zwar beweglich gemachte) Körnerspitze passt, die mit Hülfe gedachter Schraube derartig fest gegen d.e Sitzfläche ge-

Fig. 420.

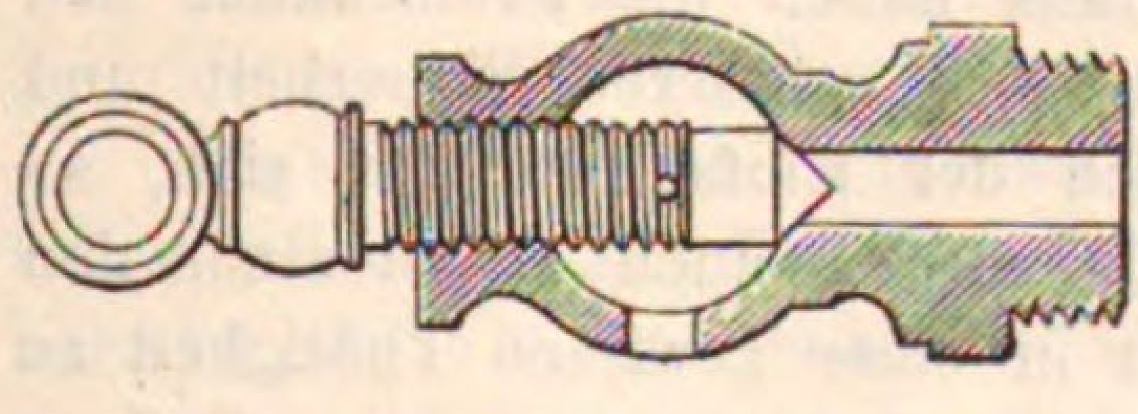
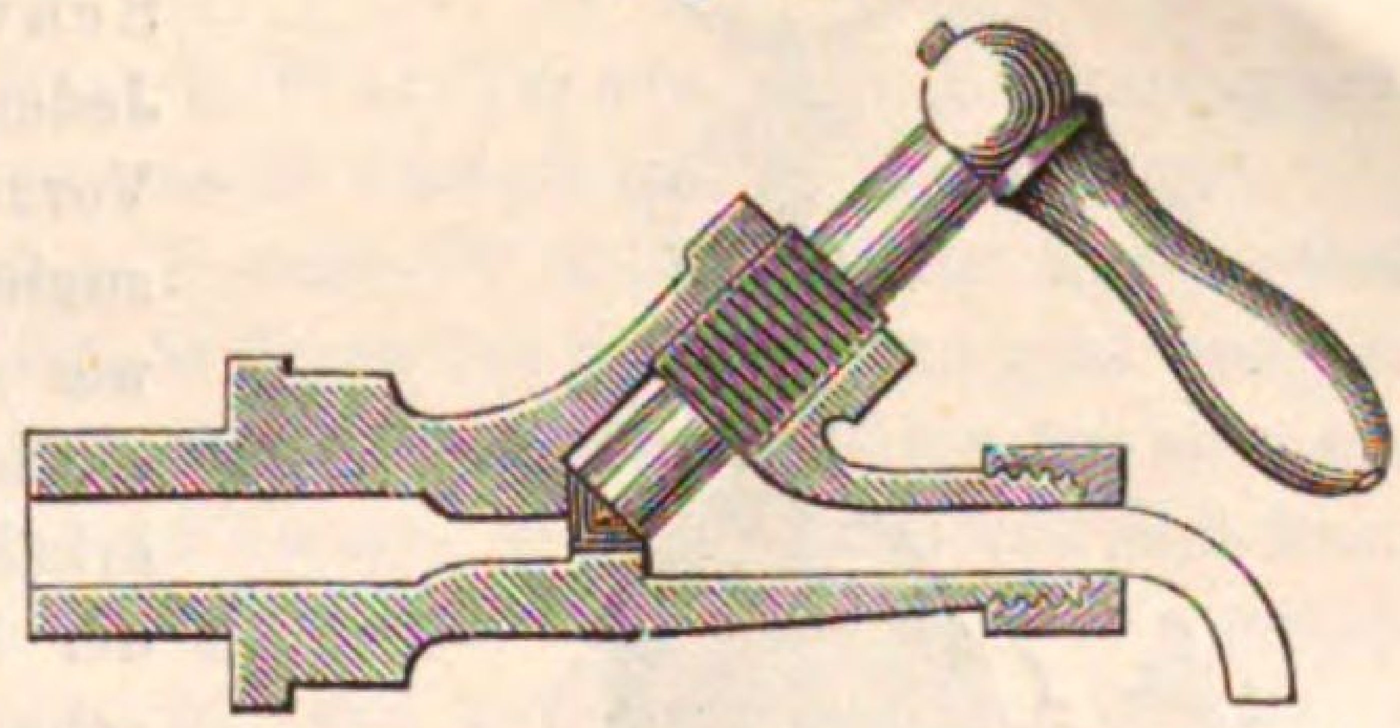


Fig. 421.



drückt werden kann, dass ein äusserst dichter Verschluss entsteht (man sehe die in grösserem Maassstabe gezeichnete Detailfigur 420). Die betreffenden Oeffnungen in den Körpern *c*, *k* und *l*, aus welchen, bei richtiger Drehung der Schrauben *pqr*, beziehungsweise Dampf und Wasser, oder letzteres allein strömt, sind seitwärts, und zwar in so schräger Richtung angebracht, dass die betreffenden Flüssigkeitsstrahlen beim Ausströmen beziehungsweise über und unter einander weggehen[1]).

Um diese sogenannten Probirventile der polizeilichen Bestimmung entsprechend zu machen, dass man in gerader Richtung hindurch stossen kann, lässt sie der Ingenieur Grabau in Hannover so anfertigen, wie die ebenfalls in vergrössertem Maassstabe skizzirte Fig. 421 erkennen lässt.

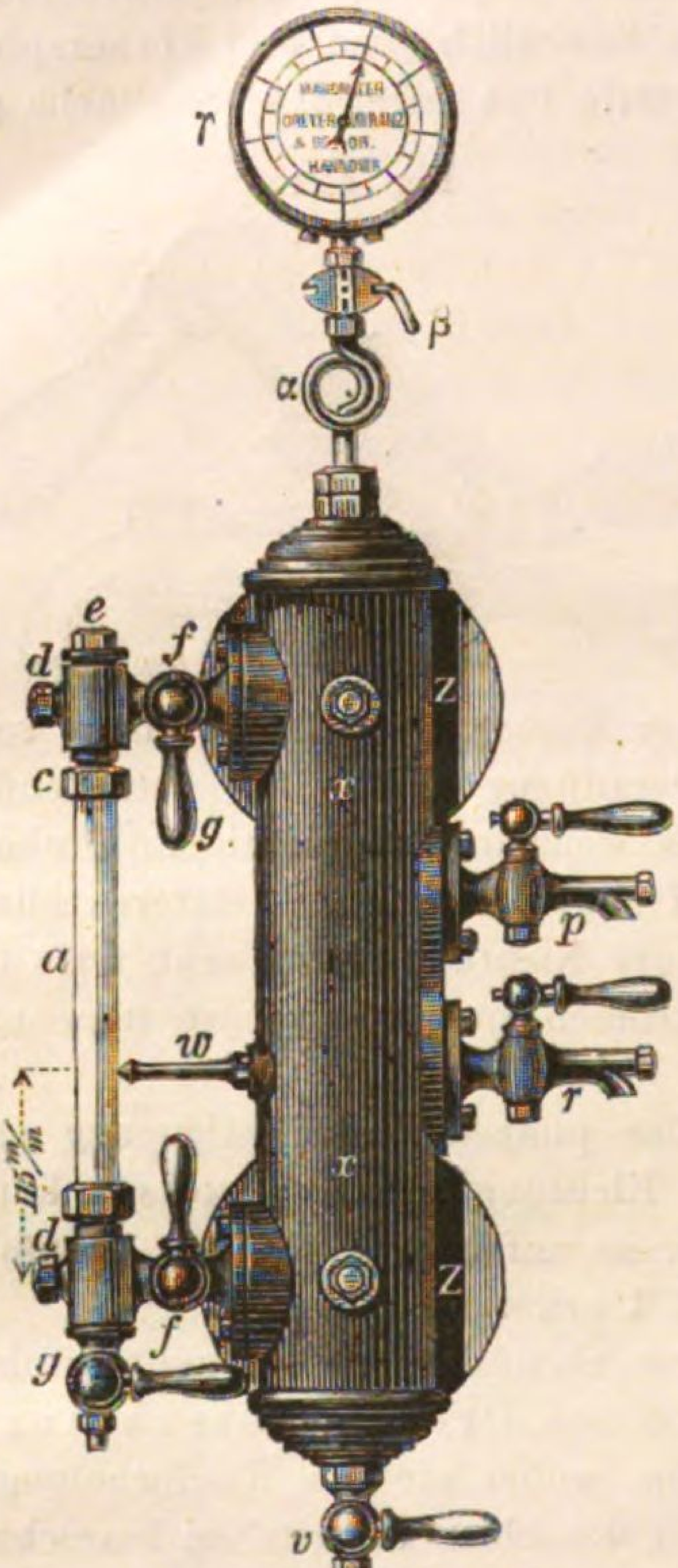
Einen einfachen Wasserstandszeiger mit ebenfalls hohlem cylindrischen Hauptkörper *xx* aus Gusseisen aus der Fabrik von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover, lässt Fig. 422 erkennen, wobei wir um Wiederholungen zu vermeiden, gleiche Theile von Fig. 418 mit denselben Buchstaben bezeichnet haben, demgemäss auch eine Beschreibung ersparen können. Jedoch ist erforderlich, auf folgende Theile aufmerksam zu machen. Erstens ist hier dem Gesetze entsprochen, wonach der unterste Probirhahn *r* in der Ebene des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes (durch einen Zeiger *w* markirt) anzubringen ist. Zweitens ist zum Schutze der Dauerhaftigkeit und richtigen Functionirung sowohl des bei β anzubringenden amtlichen Controlmanometers als des zum Kessel gehörigen Manometers γ ein Wassersack α angeordnet, der ein sogenanntes δ Rohr bildet. Der Preis eines derartigen Wasserstandszeigers beträgt 125 Mark[2]).

1) Beiläufig gesagt werden hierbei gewöhnlich Glasröhren von 19 Millim. äusserem und 11 Millim. innerem (lichten) Durchmesser in Anwendung gebracht, die sich sehr gut halten (wenn das Glas bei der Fabrikation gehörig abkühlte) und die man gegen Undurchsichtigwerden, wenigstens etwas, dadurch schützen kann, dass man ein öfteres Ausblasen durch die Hähne *g* vornimmt.

Der Preis eines solchen Piedboeuf'schen Wasserstandszeigers mit Doppelgläsern beträgt 75 Mark, höchstens 90 Mark.

2) Ueber die Mittel zur Beseitigung des Zerspringens oder Zerbrechens der

Fig. 422.



Bemerkt werde hier noch, dass man in der Regel Probirhähne als die zweite gesetzliche Vorrichtung zur Erkennung des Wasserstandes in Kesseln in Anwendung bringt, seltener Schwimmer und andere Apparate. Jedenfalls haben die Probirhähne den Vorzug der grösseren Sicherheit und zugleich der Einfachheit für sich, so wie sie endlich auch Mittel sind, den Heizer in einer gewissen Thätigkeit zu erhalten, sobald diesem das Oeffnen der Hähne innerhalb gewisser Zeitabschnitte bestimmt zur Pflicht gemacht wird. Professor Fink[1]) in Berlin hat vor einiger Zeit einen Probirhahn vorgeschlagen, mittelst dessen man mehr als nur die ungefähre Wasserhöhe anzugeben im Stande ist, und der viel weniger von den wallenden Bewegungen des Wassers beeinträchtigt wird. Fink verlängert nämlich das nach innen fortgesetzte Hahnrohr über die Kesselwand hinaus, legt es unter einen rechten Winkel und umgiebt es endlich mit einem oben offenen Blechkasten.

Von sogenannten Schwimmern[2]) (wie z. B. E und q Fig. 333) giebt es zur Zeit keine vollkommeneren als die magnetischen, bei welchen jedes materielle Verbindungsmittel (wie Drähte, Stangen, Drehachsen mit Stopfbüchsen u. dergl. m.) zwischen Schwimmer innerhalb, sowie Zeiger oder Dampfpfeife ausserhalb des Kessels überflüssig

Glasröhren sehe man u. A. Prof. Schubert's Aufsatz in Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 65, S. 1, und den eines Herrn Main in Mühlhausen (um das Undurchsichtigwerden zu verhindern), Mühlhausener Bulletin Nr. 57, sowie hieraus Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 72, S. 81.

Die neuerdings von England nach Hannover gekommenen Wasserstandsgläser, Patent flat glass water gauges (von Chandler in London, 10 Mark Lane), mit zwei ebenen starken Glasplatten, zwischen welchen das Wasser auf- und absteigt, dürften das Uebel des Nichtdichthaltens mit sich führen, sowie das Wiederanschaffen einer solchen Glasplatte im Falle des Zerbrechens kostspieliger als das einer gewöhnlichen Glasröhre ist. Abbildungen derartiger Wasserstandsgläser findet man im Engineer vom 22. November 1861.

1) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1858, S. 122.

2) Wahre Mustersammlungen von Schwimmern aller Art mit und ohne

wird, indem ein mit dem Schwimmer verbundener Magnet, durch Blech- oder Glaswände hindurch, auf eine ausserhalb der letzteren frei auf- oder absteigende[1]) oder sich im Kreise[2]) drehende Magnetnadel wirkt, durch deren Stand die Wasserhöhe direct zu erkennen ist. Leider sind auch diese vortrefflichen Apparate zu theuer, um sich allgemein Eingang verschaffen zu können.

Endlich verdient noch der Black-Watermetz'sche Lärmapparat[3]), zur Controle des normalen Wasserstandes in Dampfkesseln, Erwähnung.

Derselbe besteht hauptsächlich aus einer 38 Millim. weiten Kupferröhre, welche in senkrechter Richtung dampfdicht durch den Kesseldeckel geht und dort nur so weit ins Wasser taucht, dass beim Sinken des Spiegels unter den normalen Stand dies Ende blossgelegt wird und der Dampf im Rohre emporsteigen kann. In etwa 1,5 Meter Höhe über dem Kesselscheitel ist ein leicht (bei ungefähr 100° C.) schmelzbarer Pfropf angebracht, der bei hinlänglichem Wasser im Kessel von demselben umspielt wird. Durch das Emporsteigen des Wassers in der ausserhalb von atmosphärischer Luft umgebenen Kupferröhre wird eine derartige Abkühlung bewirkt, dass das Wasser selbst bei hoher Dampfspannung ein Schmelzen des gedachten Pfropfens nicht zu veranlassen vermag. Sinkt dagegen der Wasserstand zu tief, so fällt auch das Wasser in der Röhre herab, diese füllt sich mit Dampf, welcher den Pfropfen fast momentan zum Schmelzen bringt, den Ausfluss möglich macht und dadurch eine Locomotivpfeife zum Tönen bringt, die über der Mündung angebracht ist. Dem Verfasser sind einige Fälle bekannt, wo dieser Apparat seine Schuldigkeit zur rechten Zeit gethan hat. In der Stadt Hannover und Umgegend hat man sehr viele Kessel mit dem Black-Watermetz'schen Lärmapparate versehen.

III. Speiseapparate.

Obwohl jetzt bei den allermeisten Dampfkesseln die Zuführung des Speisewassers entweder durch direct von der vorhandenen Dampfmaschine getriebene Druckpumpen oder durch ausschliesslich nur für die Zwecke des Kessels vorhandene sogenannte Dampfpumpen, Kolben- und Dampfstrahl-

Alarmpfeife liefern in schönen Abbildungen Péclet, Traité de la chaleur, Tom. II, P. 21 etc. (Indicateurs à flotteur), und Armengaud, Traité des moteurs à vapeur, Pl. 8.

1) Lethuillier-Pinel's magnetischer Schwimmer findet sich abgebildet und beschrieben von Armengaud sowohl in dessen bekanntem Dampfmaschinenwerke, Pl. 8, als in seiner Publication industrielle, Tom. IX, P. 471, Pl. 36.

2) Franklin's magnetischen Schwimmer mit ausserhalb des Kessels befindlichem Drehzeiger hat der Verfasser beschrieben und durch Abbildungen erläutert in den Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover, Jahrg. 1859, S. 20.

3) Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1855, S. 223. Mit Abbildungen auf Taf. IV.

pumpen (Injectoren) erfolgt, so muss doch der Vollständigkeit wegen wenigstens der vielfach versuchten selbstthätigen Speiseapparate gedacht werden, wovon für Dampf von geringem Drucke eine lange Zeit viel verbreitete Gattung bereits früher (bei Gelegenheit des Watt'schen Dampfkessels) beschrieben und Fig. 333 abgebildet wurde. In der That geht auch bei allen diesen Apparaten das Bestreben dahin, die Speisung von Hochdruckdampfkesseln zu bewirken, nur dass bis jetzt kein einziger vorhanden ist, der den zu machenden Anforderungen entspräche, d. h. mit Zuverlässigkeit die Dienste zu leisten im Stande wäre, wie eine gute Kolbenpumpe. Wir müssen uns daher auf Literaturangaben beschränken [1]) und hinsichtlich des Bd. 3, S. 319 dieses Werkes besprochenen und daselbst Fig. 319 abgebildeten (Giffard'schen) [2]) Injectors nur noch bemerken, dass sich das Princip dieses Apparates hauptsächlich auf einen hydraulischen Satz [3]) gründet, nach welchem nämlich unter Umständen ein Ansaugen durch Oeffnungen in Seitenwänden von Röhren möglich ist, in denen sich Flüssigkeitsstrahlen unter gewissen Bedingungen und Verhältnissen fortbewegen, worauf sich u. a. auch das sogenannte Wassertrommelgebläse (Bd. IV, S. 730 dieses Werkes), Thomson's Strahlpumpe u. dergl. Apparate stützen. Leider eignet sich die Dampfstrahlpumpe nicht für Kesselstein absetzendes Wasser, so auch nicht für ganz ungebildetes Arbeitspersonal, welches letztere sich weit besser mit Kolbenpumpen zu helfen weiss, als mit Injectoren, die, unter Umständen, ganz oder theilweis, den Dienst versagen.

1) Die vollständigste bis zum Jahre 1843 reichende Literatur über Speiseapparate für Dampfkessel giebt Alban S. 155 seiner Hochdruckdampfmaschine. Für die späteren Jahre enthalten sowohl das Polytechnische Centralblatt, als das Dingler'sche Journal in ihren Registern eine reiche Quelle der verschiedenartigsten Ideen und Ausführungen, worauf verwiesen werden muss. Hierher gehören auch die unter dem Namen Retours d'eau bekannten Reservoire zum selbstthätigen Speisen von Dampfkesseln, wo eine Dampfmaschine nicht immer vorhanden ist (wie in Färbereien, Kochanstalten, kleinen Branntweinbrennereien etc.). Eine gute und ausführliche Abhandlung über Retours d'eau hat Bloch (in Strassburg) im Bulletin de Mulhouse, Tom. XXII, 1849, S. 355, geliefert. Schliesslich muss noch auf den Artikel: „Speisung der Kessel" in Bède's Werke, Ueber Brennmaterialersparung, S. 229, sowie auch auf Böttcher-Bernoulli's Dampfmaschinenlehre, S. 186, Abschnitt „Speisung der Dampfkessel", hingewiesen werden.

2) Giffard's (in Paris) englisches Patent (Specification Nr. 1665), datirt vom 23. Juli 1858.

3) Rühlmann, Hydromechanik, S. 155.

Die empfehlenswerthesten Theorien über den Giffard'schen Apparat haben (so weit dem Verfasser bekannt ist) bis jetzt Weisbach[1]) Zeuner[2]) und Grashoff[3]) geliefert[4]).

Wir entlehnen hier nur noch der vortrefflichen, theoretischen Arbeit Grashoff's in den unten (Note 3) notirten Redtenbacher'schen Resultaten für den Maschinenbau, nachstehende Folgerungen:

1) Vermittelst desselben Apparates kann um so mehr Wasser in einen Kessel gefördert werden, je höher die Dampfspannung in letzterem ist und zwar wächst diese Wassermenge in etwas geringerem Maasse, als die Quadratwurzel aus dem Ueberdruck des Dampfes im Kessel.

2) Mit steigender Temperatur $= t_2$ des zufliessenden Wassers nimmt das Gewicht (Quantum) des pro Secunde zufliessenden und geförderten Wassers $= m_2$ ab und zwar ist der höchste zulässige Werth von t_2 aus der Gleichung zu berechnen:

$$t_2 = t_0 - \frac{m_1}{m_2}(W_1 - t_0).$$

Hier bezeichnet t_0 die Temperatur des in das Druckrohr einfliessenden Wassers und W_1 die Gesammtwärme des gesättigten Dampfes (nach Regnault, S. 562) von der Temperatur t_1 und endlich m_1 das Gewicht des pro Secunde ausfliessenden Dampfes. Beispielsweise erhält man, bei Dämpfen von 10 Atmosphären Spannung, deren Temperatur (S. 565) $t_1 = 180^0{,}31$ also $W_1 = 661{,}5$ ist, ferner für $t_0 = 80^0$ und $\frac{m_1}{m_2} = 0{,}0545$ als höchsten zulässigen (theoretischen) Werth: $t_2 = 48^0{,}31$[5]).

3) Bei der Ingangsetzung des Injectors kann das Wasser um so höher angesogen werden, je grösser die Dampfspannung ist. Beispielsweise (nach Grashoff a. a. O., S. 504) bei 2, 4, 6 und 8 Atmosphären Dampfspannung beziehungsweise auf die Höhen von 1,39; 2,53; 3,11 und 3,49 Meter.

1) Ingenieur-Mechanik, zweiter Theil, 4. Auflage, S. 950 und dritter Theil, zweite Abtheilung, S. 1190.

2) „Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie," zweite Auflage, S. 390 ff.

3) Anhang zur 6. Auflage der Redtenbacher'schen Resultate für den Maschinenbau, S. 494, Abschnitt „Dampfstrahlpumpe".

4) Ueber verschiedene Formen von jetzt in Gebrauch befindlichen Injectoren handelt ausführlich ein Aufsatz des Ingenieur Rosenkranz im XVI. Bde. (1872) der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.

5) Der Engländer Robinson räth die höchste zulässige Temperatur des Speisewassers folgender Tabelle zu entnehmen, welche sich in der Zeitschrift des österreichischen Ingenieurvereins, Jahrgang 1860, S. 64 vorfindet:

Dampfspannung über Atmosphärenpressung in Wiener Pfunden pro Quadratzoll	8	16	24	32	40	81
Temperatur des angesaugten Wassers in Reaumurgraden	52	47	43	41	40	35

§. 107.

Ueber Kesselsteinbildungen.

Unter Kesselstein versteht man gewöhnlich alle Absonderungen und Niederschläge (fest oder schlammförmig), die sich an Böden und Wänden der Dampfkessel fest oder nicht fest anhängen und welche aus Stoffen entstehen, die mit dem Speisewasser aufgelöst oder mit demselben vermengt waren.

Unstreitig gehört die Kesselsteinbildung zu den lästigsten Begleitern und gefährlichsten Feinden des Dampfkesselbetriebes, weil dadurch die Blechwände mit schlechten (meist aus kalk- oder gypshaltigen Krusten bestehenden) Wärmeleitern bedeckt werden, die auch unter Umständen die gefährlichen Explosionen herbeiführen können.

Universalmittel gegen Kesselsteinbildungen giebt es nicht, will man nicht anders das öftere Reinigen des Kessels oder das Verwenden von Speisewasser dahin rechnen, dem man vorher alle Kalksalze (hauptsächlich kohlensauren und schwefelsauren Kalk) entzogen hat.

In letzterer Beziehung ist durch Dr. de Haën in Hannover ein derartig rationelles und zugleich praktisches Verfahren aufgefunden worden, dass man die böse Kesselsteinfrage als völlig gelöst betrachten kann. Dr. de Haën befreit das Speisewasser von kesselsteinbildenden Körpern dadurch, dass er dasselbe (bevor es in den Kessel gelangt) mittelst Chlorbarium und Kalkmilch behandelt und dabei diese beiden Körper in solcher Menge anwendet, als dies der Gehalt des Speisewassers an kohlensaurem und schwefelsaurem Kalke (event. an kohlensaurem Eisen etc.) erfordert. Der nothwendige Zusatz von Chlorbarium muss durch eine einmalige Analyse festgestellt werden[1]), während Kalkmilch so lange zuzusetzen ist, bis eine Bläuung des rothen Lackmuspapieres eintritt.

Specielle Auskunft über das ganze Verfahren, über die passenden Reinigungsapparate giebt eine kleine Schrift Auskunft, welche 1874 in zweiter Auflage in Hannover (Druck von W. Riemenschneider) erschienen ist und folgenden Titel führt: „Ueber die radicale Beseitigung des Kesselsteines und Kesselschlammes durch Chlorbarium und Kalkmilch von Dr. E. de Haën, Fabrikant chemischer Producte in List vor Hannover“. Im Auszuge hieraus im 2. Bd. des v. Reiche'schen Buches: „Die Dampfkessel“, S. 60 etc.

1) Eine Analyse des Kesselsteines, welcher sich aus dem Wasser des durch Hannover fliessenden Leineflusses bildet, ergab z. B. folgende Bestandtheile:

Kieselerde	4,4
Thonerde	6,2
Eisenoxyd	1,6
Kohlensaurer Kalk	75,7
Kohlensaure Magnesia	3,8
Wassergehalt und Verlust	2,0

Nach einem gutachtlichen Berichte (von K. Karmarsch etc.) im dritten Flugblatte (1873), der Mittheilungen des Magdeburger Dampfkessel-Revisions-Vereins wird hinsichtlich der Kosten des Verfahrens Folgendes bemerkt: Bei einem Preise des Chlorbariums von 10 bis 11 Mark pro Centner, oder etwa 10 bis 11 Pfennigen pro Pfund (1/2 Kilogr.), würde bei einem mittleren Gehalte von etwa 0,30 Gramm Gyps in 1 Liter Wasser die Reinigung von 100 Ctr. nur etwa 2 Pfund (1 Kilogr.) Chlorbarium 20 bis 22 Pfennig beanspruchen. Neuere Angaben finden sich im 4. Hefte, Jahrg. 1875, der Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins.

Die einzigen Hindernisse, welche sich dem Dr. de Haën'schen Verfahren der radicalen Beseitigung des Kesselsteins zuweilen noch entgegenstellen, sind 1) die wechselnde Beschaffenheit des Speisewassers, 2) der hohe Preis des Chlorbariums und 3) die mangelhafte Kenntniss der praktischen Behandlung der Sache.

§. 108.

Kesselexplosionen [1]).

Leistet das Material, woraus man einen Dampfkessel hergestellt hat, dem inwendigen Dampfdrucke nicht mehr hinreichenden Widerstand, so erfolgt das Bersten, d. i. ein mehr oder weniger heftiges, fast momentanes Zerspringen oder Zerreissen desselben, wodurch Theile oder Bruchstücke in der Regel mit geschossartiger Heftigkeit auf weite Entfernungen fortgeschleudert, mächtige Ergiessungen siedenden Wassers erzeugt und oft erschreckende

1) Abhandlungen der königl. preussischen technischen Deputation, S. 193 ff. „Dampfkesselexplosionsfälle". — Arago's Sämmtliche Werke, Bd. 5, S. 94. — Combes, Rapport sur l'explosion de chaudières à vapeur. — Ann. des mines, Tom. XX, 3e Série, 1841, P. 113 bis 225, sowie in den folgenden Jahrgängen desselben Journals. — Boutigny, Studien über die Körper im sphäroidalen Zustande (nach der dritten französischen Auflage übersetzt), Leipzig 1858. — Alban, Hochdruckdampfmaschine, S. 16 ff. Reichhaltige Literatur über verschiedene Explosionsfälle. — Böttcher-Bernoulli, „Dampfmaschinenlehre", S. 227. — Ferner: Kirchweger (Maschinendirector), Ueber Dampfkesselexplosionen und deren Veranlassungen. Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1871, S. 183 u. 314. — Weinlig, Oberingenieur und Director des Magdeburger Dampfkessel-Revisionsvereins. 4. Flugblatt (1873) der Mittheilungen dieses Vereins, S. 33, ferner 5. Flugblatt (1874), S. 22 und 25 und 7. Flugblatt (1875), S. 25, 31, 34. Das Neueste über Explosionserklärungen enthalten folgende drei Quellen: Hoffmann (Breslau), „Ueber Dampfkesselexplosionen", Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1875, S. 99. — Scheffler (Baurath in Braunschweig), „Dampfkesselexplosionen", Heusinger's Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Jahrg. 1875, S. 194. — Kirchweger, „Die alleinigen Ursachen der Dampfkesselexplosionen." Mittheilungen des Hannov. Gewerbevereins, Jahrg. 1875, Viertes Heft.

Verheerungen an Gebäuden und Sachen angerichtet, sowie Menschenleben geopfert werden [1]).

Der Verfasser will nicht das fürchterliche Bild einer selbst erlebten Dampfkesselexplosion hier aufrollen, wobei nicht weniger als acht Menschen das Leben verloren [2]), benutzt jedoch diese Andeutungen, um namentlich junge Techniker zur äussersten Vorsicht und grössten Aufmerksamkeit zu ermahnen, was sehr oft schon ausreichend ist, um Unglücksfälle zu verhindern.

Obwohl zur Zeit noch nicht alle Ursachen ermittelt sind, wodurch Kesselexplosionen veranlasst werden können, so glaubt sich dennoch der Verfasser nach seinen eigenen, wie den gesammelten Erfahrungen rationell gebildeter praktischer Männer zu dem Schlusse berechtigt, dass die meisten Explosionen einzig und allein in den zu geringen Widerständen der Kesselwandungen liegen, welche durch ursprüngliche fehlerhafte Construction oder Ausführung, zu dünne oder schlechte Bleche, mangelnden Wasserstand, Kesselsteinbildungen etc. erzeugt sein können.

Zur Beurtheilung eines Kessels in letzteren und anderen Beziehungen gehört vor Allem Sachkenntniss und Erfahrung.

Bei im Betriebe befindlichen Kesseln ist von Zeit zu Zeit eine äussere und innere Untersuchung mit Einschluss der Wasserdruckprobe nothwendiger als bei neuen Kesseln, da auf keinem anderen Wege mit gleicher Sicherheit

1) Oft entstehen Risse oder Löcher (beispielsweise brennen Bleche über dem Roste durch), wodurch Dampf und Wasser entweichen, ohne eine Explosion zu veranlassen. Dieser Zustand tritt nur dann auf, wenn die Umgebung der geöffneten Stelle stark genug ist, den schwachen Theil gleichsam mit zu tragen, und so lange die durch das Ausströmen der Flüssigkeiten entstehenden Reactionswirkungen eine gewisse Grösse nicht erreichen.

2) Rühlmann, Die Dampfkesselexplosion in der Willmer'schen Wagenfabrik zu Hannover. Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrgang 1857, S. 269.

Der Verfasser benutzt hier die Gelegenheit, auf die höchst lehrreichen Berichte aufmerksam zu machen, welche seit 1863 vom königl. preuss. Ministerium für Handel und Gewerbe über im preussischen Staate vorgefallene Dampfkesselexplosionen, sowie über die muthmasslichen Ursachen derselben, erstattet werden und die sich in entsprechender Zeitfolge abgedruckt finden in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen.

Ueber Dampfkesselexplosionen in England berichten ziemlich regelmässig die Zeitschriften der Engineer und Engineering. In Frankreich wird über die öffentlich bekannt gewordenen Explosionen in den Annales des Mines berichtet.

über zu dünn gewordene Wandstellen, Risse und sonstige Fehler die rechte Auskunft zu erlangen ist.

Während der Betriebszeit des Kessels ist ganz besonders auf gehörig hohen Wasserstand und auf Reinhaltung der inneren Kesselwände zu achten. Sinkt der Wasserspiegel zu tief und zwar so weit herab, dass Wandstellen, blosgelegt, mehr oder weniger der directen Einwirkung des Feuers ausgesetzt werden, so kann leicht ein Glühen dieser Stellen und damit ein solches Vermindern der Festigkeit eintreten, dass das Zerstören fast unvermeidlich ist[1]). Wahrscheinlich wird letzterer Zustand noch dadurch beschleunigt, dass gleichzeitig die glühenden Wandstellen[2]) mächtige Massen Dampf von hoher Spannung entwickeln, die viel zu gross sind, um genügend entweichen zu können, ungeachtet sich die Sicherheitsventile geöffnet haben. Mir scheint Vorstehendes ausreichend, um die meisten Explosionsfälle erklären zu können, deren Ursachen man sonst an oft recht unhaltbare Voraussetzungen zu knüpfen pflegt[3]).

1) Nach Tremery's Versuchen soll rothglühendes Metallblech nur $1/_6$ so viel Widerstand leisten wie kaltes (Bulletin de Mulhouse, Tom. XV, P. 612 und Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 86, S. 252). Fairbairn will gefunden haben, dass die Rothglühhitze das Bolzeneisen um mehr als die Hälfte schwächt (Versuche über die Festigkeit des Schmiedeeisens bei höherer Temperatur. Civil-Ingenieur, Bd. 4, S. 191 u. 196).

2) Nach Marestier (Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 31, S. 260) verwandeln 4 Kilogramm rothglühendes Eisen 1 Kilogramm Wasser in Dampf. Denken wir uns daher Kesselblech von 7 Millimeter Dicke, wovon 1 Quadratmeter 50 Kilogramm wiegt, setzen dies rothglühend voraus und beachten, dass bei gewöhnlicher Temperatur der Kesselwände pro Quadratmeter Heizfläche 0,0067 Kilogramm Dampf pro Secunde (24 Kilogramm pro Stunde) geliefert werden können, so würde (wenn 4 Kilogramm rothglühendes Eisen 1 Kilogramm Wasser zu verdampfen vermöchten) ein $\frac{50}{4} \cdot \frac{1}{0,0067} = 1860$faches Volumen Dampf als das beim normalen Zustande des Kessels ist, von jedem Quadratmeter glühenden Kesselbleches entwickelt werden, dessen rechtzeitiges Ausströmen allerdings nicht durch die gewöhnlichen Ventilöffnungen zu bewirken sein würde. Bei dieser Rechnung ist nur eine Hauptsache, nämlich die unbeachtet geblieben, dass es unmöglich ist, dies Dampfquantum momentan zu entwickeln!

3) Gasexplosionen im Kessel halte ich mindestens für zweifelhaft, sowie es durch Versuche im Grossen ebenfalls erst nachgewiesen werden müsste, ob bei Kesselexplosionen das sogenannte Leidenfrost'sche Phänomen eine solche bedeutsame Rolle zu spielen vermag, wie dies z. B. Boutigny darzuthun bemüht gewesen ist (Ann. de chimie, Tom. 86, P. 16, und Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 96, S. 209; ferner Bd. 107, S. 421). Ebenfalls im Grossen noch nicht nachgewiesen ist die Erscheinung, welche man unter dem Namen „Siedeverzug" als eine der wichtigen Ursachen der Dampfkesselexplosionen bezeichnet, wie dies u. A. in der vorher citirten Abhandlung des Herrn Baurath Scheffler in Braunschweig der Fall ist.

„Unter Siedeverzug versteht man hier einfach den Zustand, in welchen

Uebrigens ist und bleibt, ähnlich wie bei der Rauchverbrennungsfrage und dem Capitel von der Brennmaterialersparung, der vollständige aufmerksame und gewissenhafte Wärter (Heizer) das vorzüglichste Mittel, um Kesselexplosionen möglichst verhüten zu können.

Anmerkung. So weit die Bekanntschaft des Verfassers mit deutschen Sachverständigen im Dampfkesselgebiete reicht, dürfte es keinen Mann geben, der mehr Erfahrungen gemacht und mehr Studium und Aufmerksamkeit den Dampfkesselexplosionen zugewandt hat, als der frühere Maschinendirector der hannoverschen Eisenbahnen Herr Kirchweger.

Ausser der S. 635 notirten jüngsten Abhandlung dieses Herrn muss der Verfasser namentlich auf einen Aufsatz desselben hinweisen, der sich ebenfalls in den Mittheil. des Hannov. Gewerbevereins, und zwar im Jahrg. 1871, S. 183 unter dem Titel abgedruckt findet: „Ueber Dampfkesselexplosionen und deren Veranlassung." Der als ausgezeichneter Eisenbahn-Maschinen-Techniker bekannte Verfasser will vorerst, bis nach erfolgter Klarstellung, sowohl das Leidenfrost'sche physikalische Phänomen, als auch die Knallgasbildung, den Siedeverzug, sogenannte Stosswirkungen u. dergl. m. zur Erklärung von Dampfkesselexplosionen auf sich beruhen lassen und dafür seine Aufmerksamkeit auf eine Thatsache wenden, die er als einen der wichtigsten Factoren bei den betreffenden Explosionserscheinungen betrachtet. So wie nämlich bekanntermaassen Eisen, Stahl und sonstiges Material seine Festigkeit durch Hin- und Herbiegen allmälig verlieren, so können auch durch Hin- und Herbiegen (zufolge wiederkehrender, mehr oder weniger regelmässiger Ausdehnungen und Zusammenziehungen) von Kesseltheilen, beispielsweise der Endflächen oder Böden der Cornwallkessel nach und nach bleibende Formänderungen, Risse, Brüche und schliesslich eine völlige Zerstörung erzeugt werden. In der zweiten (neuesten) Abhandlung des Herrn Maschinendirectors Kirchweger, tritt derselbe noch bestimmter und entschiedener auf, indem er als veranlassende Umstände zu Dampfkesselexplosionen folgende bezeichnet (hinsichtlich der betreffenden Erläuterungen muss natürlich auf unsere Quelle, Mittheilungen des hannoverschen Gewerbevereins, Jahrgang 1875, Heft 4 verwiesen werden).

1. Zu hohe Dampfspannung gegenüber der Kesselstärke. Ein solches Missverhältniss kann herbeigeführt werden:

a) durch Annahme zu geringer Wandstärken des Kessels:
b) durch Abnutzung der Kesselwandungen im Zeitverlaufe, sei dies durch den gewöhnlichen Oxydationsprocess oder irgend welche sonstige chemische respective mechanische Einwirkungen und

das Wasser versetzt wird, wenn es gelingt, seine Temperatur über die dem Dampfdrucke entsprechende Siedehitze zu erhöhen, oder wenn es umgekehrt gelingt, den Dampfdruck unter denjenigen Betrag zu ermässigen, bei welchem sich das Wasser unter der gegebenen Temperatur in Dampf zu verwandeln pflegt. In dem einen wie in dem anderen Falle soll das Wasser überhitzt sein, dasselbe habe zwar noch die Flüssigkeitsform beibehalten, befinde sich aber auf dem Punkte, eine dem angesammelten Wärmeüberschusse entsprechende Wassermenge bei geeignetem Impulse mit einem Schlage in Dampf zu verwandeln."

c) durch unvorsichtige Steigerung der Dampfspannung über das den fraglichen Kessel zulässige Maass hinaus.

2. Unsolidität des Kessels. Hierbei kommen in Betracht:

a) Die Kesselform, beziehungsweise die Specialconstruction.

b) Die Materialqualität und

c) die Art der Ausführung.

3. Glühungen der Kesselwandungen und daraus erwachsende Schwächung des Materials in absoluter Festigkeit. Jene kann veranlasst werden:

a) durch effectiven Wassermangel;

b) durch starke Kesselsteinbildung und

c) durch die Wirkung sogenannter Stichflammen bei sonst normalen Verhältnissen und namentlich bei vollständiger Wasserfüllung im Kessel.

Zusatz-Capitel.

Calorische Kraftmaschinen [1]).

Speciell die Lehmann'sche Luftmaschine und die atmosphärische Gasmaschine von Otto-Langen.

§. 109.

Mit dem Namen calorische Kraftmaschinen pflegt man Bewegungsmaschinen zu bezeichnen, wobei Wasser oder atmosphärische Luft als Träger der Wärme, als Arbeitsflüssigkeit auftritt und die man, in Bezug auf technische Zwecke, in Dampf-

1) Literatur: Redtenbacher, Die calorische Maschine, Mannheim 1852 und 1853.

Boetius, Die Ericson'sche calorische Maschine, Hamburg 1860 u. 1861.

Zeuner, Grundzüge der mechan. Wärmetheorie, 2. Auflage, Leipzig 1866, S. 199 bis 218.

Eckert, Die Heissluftmaschine von Lehmann. Technische Blätter des deutschen Architekten- und Ingenieurvereins in Böhmen, Jahrg. 1 (1869), S. 104.

Schmidt, Theorie der Lehmann'schen calorischen Maschine. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XV (1871), S. 1 u. 97.

Delabar, Mittheilungen über die neuesten Fortschritte bezüglich der Dampf-, Gas- und Heissluftmaschinen. Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 194 (1869), S. 168, 257 und 361.

Grashoff, Anhang zur 6. Auflage von Redtenbacher's Resultaten für den Maschinenbau, S. 505 (calorische Kraftmaschinen).

maschinen und Luftmaschinen unterscheiden kann, je nachdem beziehungsweise die erste oder zweite der genannten Flüssigkeiten als Hauptbestandtheil derselben in Betracht gezogen wird.

Nachdem die Dampfmaschinen ihrer gegenwärtigen (hohen) Bedeutung nach, in den Paragraphen des letzteren Capitels dieses Werkes, gebührend behandelt wurde, verbliebe es noch auch der Luftmaschinen ausführlich zu gedenken, hätten sich diese nach allen Richtungen hin als praktisch brauchbar erwiesen. Leider ist dies im Allgemeinen nicht der Fall und sind es zur Zeit eigentlich nur zwei Gattungen dieser Maschinen, von denen sich brauchbare Anwendungen, namentlich für sogenannte Kleingewerbe machen lassen, oder, mit Grashoff[1]) zu urtheilen, „die allein zu einiger Hoffnung auf vortheilhafte Verwendung in gewissen Fällen berechtigen.“

In der That sind seit der ersten 1833 vom Schweden Ericsons wirklich ausgeführten und in Gang gebrachten calorischen Maschine zwar eine Menge derartiger Kraftmaschinen entworfen und versucht worden[2]), schliesslich aber doch nur die Lehmann'sche Luftmaschine und die Otto-Langen'sche Gasmaschine, als für geringe Arbeitsleistungen brauchbar übrig geblieben[3]). Nur diese beiden calorischen Maschinen sollen hier speciell besprochen werden.

I. Lehmann's calorische Kraftmaschine.

Fig. 423 zeigt die Lehmann'sche Maschine im Längendurchschnitt mit den wesentlichsten ihrer Bestandtheile[4]).

1) Resultate etc. (6. Auflage), Anhang, S. 532, Nr. 94.

2) Das Princip der durch erhitzte Luft getriebenen Kraftmaschinen wurde zuerst 1804 von dem Franzosen H. S. Carnot erörtert.

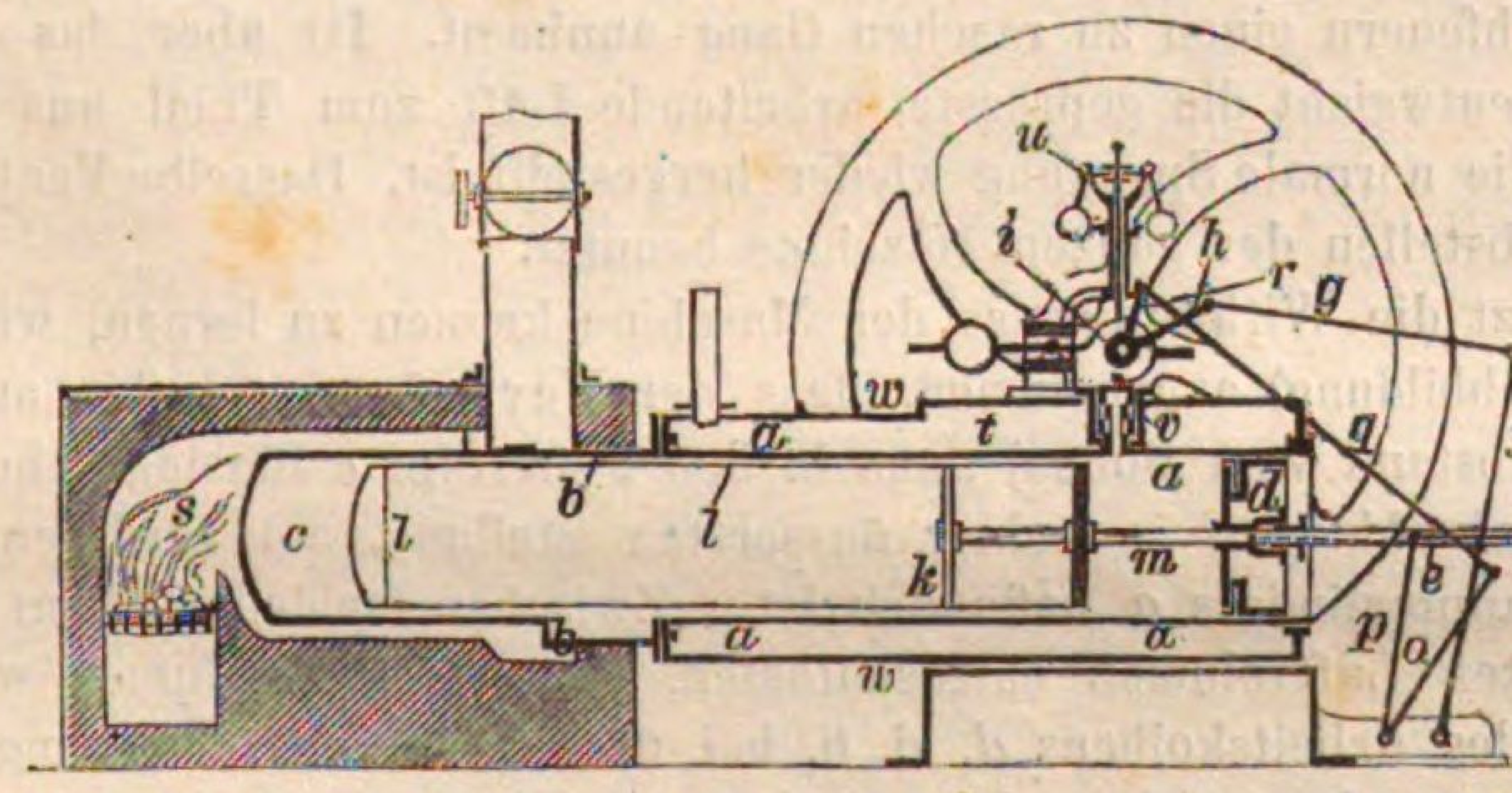
3) Die mancherlei aufgetauchten calorischen Maschinen, wie die Aether- und Ammoniak-Dampfmaschinen, ferner die Kohlensäure- und Petroleum-Motore und die elektro-magnetischen Maschinen müssen (zur Zeit) als noch unpraktisch und in ihrem Betriebe zu kostspielig hier ausser Acht gelassen werden.

Beiträge zur „Geschichte der calorischen Kraftmaschinen“ finden sich in der vorher citirten Abhandlung des Prof. Schmidt in Prag, ferner in Bergrath Jenny's officiellem österr. Berichte über die Motoren der Pariser Weltausstellung von 1867, Bd. II, Heft IV, Classe LIII, S. 45 ff., sowie endlich auch in Radinger's wiederholt citirtem Berichte über „Die Motoren“ der Wiener Ausstellung von 1873, Heft LXXXIII, S. 261—276.

4) Specielle Zeichnungen finden sich den vorher citirten Abhandlungen von Eckert, Schmidt und Delabar beigegeben.

Zunächst ist *abc* ein aus drei verschiedenen Längenstücken *a*, *b* und *c* zusammengesetzter, gusseiserner Cylinder, der vorn von einem ebenfalls aus Gusseisen hergestellten Mantel *ww* umgeben wird[1]). Das Mittelstück *b* und das hintere Endstück *c*, der Feuertopf genannt, sind in einem kleinen Ofen eingemauert und während des Betriebes der Einwirkung der Verbrennungsgase ausgesetzt, die man auf dem unter *s* befindlichen Roste entwickelt. Im

Fig. 423.



vorderen Cylindertheile *a* befindet sich ein Kolben *d*, der Arbeitskolben genannt, der bei der Lage, in welcher er sich in unserer Abbildung befindet, gleichsam den Vorderboden des langen Cylinders *abc* bildet, während der Feuertopf *c* denselben hinten schliesst. In dem Cylinder *abc* befindet sich aber noch ein zweiter Kolben *ll*, ein in allen seinen Theilen luftdicht genieteter Blechcylinder, den man Verdränger oder Vertheilungskolben nennt und welcher in seinem Innern durch einen Boden *k* versteift ist, wobei letzterer (aus Holz gebildet) zugleich einen schlechten Wärmeleiter abgiebt. Der zwischen dem Arbeitskolben *a* und dem Mantel *w* befindliche freie Raum *t* wird beständig durch Wasser abgekühlt, wobei man in der Regel die Circulation dieses Kühlwassers durch Verwendung einer kleinen Pumpe beschleunigt.

Wir haben nun zu zeigen, wie eine Bewegung der beiden Kolben *d* und *l* auf die Schwungrad- und Betriebswelle *i* übergetragen wird. Anlangend den Arbeitskolben *d*, so ist dieser durch eine Zugstange *e* mit dem gabelförmigen Hebel *f* vereinigt, weiter mit einer Leitstange *g* in Verbindung gebracht, welche mit der Warze des Krummzapfens *h* vereinigt ist, den man auf der Welle *i* festgekeilt hat. Der Vertheilungskolben (Verdränger) *l* trägt mittelst seiner Kolbenstange *m*, die den Arbeitskolben *d* unter Einschaltung einer Stopfbüchse durchdringt, die Bewegung zunächst auf die Hebel *p* und *o*, von hier weiter auf die Zugstange *q* und schliesslich auf die Warze des zweiten (ebenfalls auf der Betriebswelle *i* befestigten) Krummzapfen *r* über.

In Bezug auf den Arbeitskolben *d* ist noch zu erwähnen, dass dieser mittelst eines nach Innen gerichteten Lederstulpes derartig abgedichtet, der Cylinder *l* so lange von der äusseren Luft dicht abgeschlossen ist, so lange

1) Der Verfasser folgt im Nachstehenden vorzugsweise der Delabar'schen Beschreibung.

die in der Maschine arbeitende Luft eine grössere Spannung als die äussere Atmosphäre besitzt. Sobald jedoch die Spannung im Innern unter den gewöhnlichen Druck der atmosphärischen Luft herabsinkt, gestattet diese Dichtung den Eintritt der äusseren Luft, so dass diese (Dichtung) eigentlich wie ein Ventil wirkt, welches sich nach dem Innern des Cylinders öffnet.

Es dürfte schliesslich noch auf einen Regulator (Centrifugalpendel) *u* aufmerksam zu machen sein, der über der Schwungradwelle *i* placirt ist und der ein Ventil *v* öffnet, wenn die Maschine entweder in Folge von Entlastung oder heftigen Nachfeuern einen zu raschen Gang annimmt. Ist aber das Ventil *v* geöffnet, so entweicht die gepresste, arbeitende Luft zum Theil aus der Maschine, bis die normale Spannung wieder hergestellt ist. Dasselbe Ventil *v* wird auch zum Abstellen der ganzen Maschine benutzt.

Um jetzt die Wirkungsweise der Maschine kennen zu lernen, werde (wie in unserer Abbildung) angenommen, dass der Verdränger *l* (bis auf einige Millimeter Abstand vom Boden) ganz in den Feuertopf *c* hineingeschoben und der Arbeitskolben *d* in seiner äussersten Stellung, am vorderen, offenen Ende des Hauptcylinders *a* befindlich ist. Zwischen beiden Kolben ist dann ein bestimmtes Luftvolumen eingeschlossen. Dieses Luftvolumen wird beim Rückgange des Arbeitskolbens *d*, d. h. bei dessen Einwärtsbewegung comprimirt und nimmt demzufolge einen geringeren Raum ein. Die während der Compression erzeugte Wärme tritt an das im Raum t befindliche Kühlwasser. Bewegt sich nun auch der Verdränger *l* nach dem Feuertopfe *c* hin, so wird die dort befindliche heisse Luft verdrängt und diese nimmt ihren Weg in dem (kleinen) Zwischenraume zwischen den Cylinder *abc* und *l*, an den Wänden des letzteren entlang, nach *m* hin. Hierbei wird die heisse Luft in sehr dünne Schichten getheilt und indem sie ihre Wärme an den kalten Arbeitscylinder *a* abgiebt, kommt sie als kalte Luft nach *m*. Hieraus erkennt man zugleich, dass bei der Lehmann'schen Maschine die heisse Luft niemals auf den Arbeitskolben *d* wirken kann, dieser vielmehr blos der Einwirkung der abgekühlten Luft unterliegt.

Diese durch abwechselnde Erhitzung und Abkühlung (Ausdehnung und Zusammenziehung) gewonnene Arbeitsgrösse eines und desselben Luftvolumens ist es nun, welche auf die Maschine übertragen wird. Uebrigens hängt die Leistung der Maschine direct von der Temperatur des Feuertopfes *c* ab, weshalb darauf zu sehen ist, dass derselbe durch rechtes Nachfeuern bei *s* in gleichmässiger Gluth erhalten wird.

Bei sorgfältigen (im September 1869 zu Smichow bei Prag) mit dem Prony'schen Zaume angestellten Bremsversuchen, wo der Durchmesser des Arbeitskolbens 13¼ Wiener Zoll (348,5 Millimeter) und sein Hub 6⅝ Zoll betrug, der Verdränger 13 Zoll Durchmesser hatte, sein Hub 9¼ Zoll mass und bei 58 Zoll-Gesammtlänge des Verdrängers die Nutzleistung eine Pferdekraft war, wurden 4,60 Kilogramm Steinkohlen pro Stunde verbraucht, sowie ferner 6¾ Cubikfuss Kühlwasser erforderlich waren und letzteres eine Temperaturerhöhung von 26° C. erfuhr. Der indicirte Wirkungsgrad der Maschine oder das Verhältniss zwischen Nutz- (Brems-) und Indicatorleistung betrug durchschnittlich 0,66.

II. Atmosphärische Gaskraftmaschine von Otto-Langen [1]).

Fig. 424 zeigt die Otto-Langen'sche Maschine im Verticaldurchschnitt, während die Fig. 425 – 427 Details im vergrösserten Maassstabe darstellen.

Hierbei ist A der oben offene (also der atmosphärischen Luft zugängliche) Arbeitscylinder, der unterhalb bei C mit doppelten Wandungen zur Aufnahme von Kühlwasser versehen ist. Durch die beiden Röhren $r r_1$ communicirt dieser Wassermantel mit einem zweiten Wasserbehälter. Das erwärmte Wasser steigt bis auf die Höhe von r_1 und gelangt von da aus in den anderen Behälter, während aus diesem zu gleicher Zeit kaltes Wasser durch r in den Cylindermantel fliesst. Diese selbstthätige Wassercirculation genügt, um die Cylinderwände stets auf einer niedrigen Temperatur zu erhalten, ohne dass eine öftere Erneuerung des Kühlwassers nöthig wird. K ist ein gehörig dichtender Metallkolben, dessen Stange K_1 verzahnt ist und womit dieselbe die Kolbenbewegung auf einen Zahnkranz (Zahnring) Z_0 überträgt, welcher lose um die Schwungrad- und Betriebswelle W läuft. Fest mit der Schwungradwelle W verbunden ist eine Scheibe S, um welche herum concentrisch der bereits genannte Zahnkranz Z_0 liegt, welchen man durch Bolzen mit zwei anderen Scheiben S_1 fest vereinigt hat. Zwischen S und Z_0 ist nun eine Kuppelung angebracht, welche an die bekannte Sperrradkuppelung der Uhren, S. 43, erinnert und Schaltwerk genannt wird. Dies wirkt derartig, dass beim Aufgange des Treibkolbens und der Zahnstange der Zahnring Z_0 (und die damit vereinigten Scheiben S_1) leer läuft, beim Niedergange aber Z_0 mit S und dadurch mit der Arbeitswelle W derartig vereinigt wird, dass die Zahnstange K_1 auf Umdrehung der letzteren Welle wirkt.

Zur Regulirung des Eintrittes des zu explodirenden Gasgemenges dient der Schieber C_1. Dieser öffnet und schliesst Canäle x und y, die beide in verschiedenen Verticalebenen liegen, wie dies allein aus Fig. 427 erhellt und wovon x zum Eintritte des Gasgemenges in den Cylinder A, sowie y dazu

1) Literatur: Weisbach, „Ingenieur-Mechanik", vierte Auflage (1865), S. 1144 (Lenoir's Gaskraftmaschine), S. 1145 (Hugon's Gaskraftmaschine) und S. 1147 (Otto-Langen's atmosphärische Gaskraftmaschine).

Rühlmann, „Ueber Gaskraftmaschinen" (der von Lenoir, von Hugon und Otto-Langen), Mittheilungen des Hannov. Gewerbevereins, Jahrg. 1867, S. 218.

Reuleaux, „Atmosphärische Gaskraftmaschinen von Otto-Langen", Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, Jahrgang 1868.

Delabar, „Die Gasmaschinen." Dingler's Polytechn. Journal, Bd. 194 (1869), S. 276.

Grashoff, a. a. O. (Redtenbacher's Resultate) S. 538 bis 547. „Die doppeltwirkenden Gasmaschinen von Lenoir und von Hugon, sowie die einfachwirkende atmosphärische Maschine von Otto-Langen."

Schilling, „Journal für Gasbeleuchtung", Augustheft 1867, S. 354. Eine mit drei lithographirten Tafeln begleitete Abhandlung der Otto-Langen'schen Maschine, welche von dem Fabrikanten selbst während der Pariser Ausstellung von 1867 vertheilt wurde.

dient, die Verbrennungsproducte aus diesem Cylinder entweichen zu lassen. Zur rechtzeitigen und gesetzmässigen Bewegung des Schiebers C_1 dient sowohl ein Excentrikum E (Fig. 424) als auch ein Hebel h, der durch einen Ansatz N bewegt wird, welcher an der gezahnten Kolbenstange K_1 befestigt ist. Ein zweites mit E verbundenes Excentrikum E_1 dient dazu, vermöge einer Sperrklinke diese Excentriks mit der Welle W_1 zu verkuppeln oder auszulösen, welches geschieht, je nachdem die gedachte Klinke in die Zähne eines Sperr-

Fig. 424.

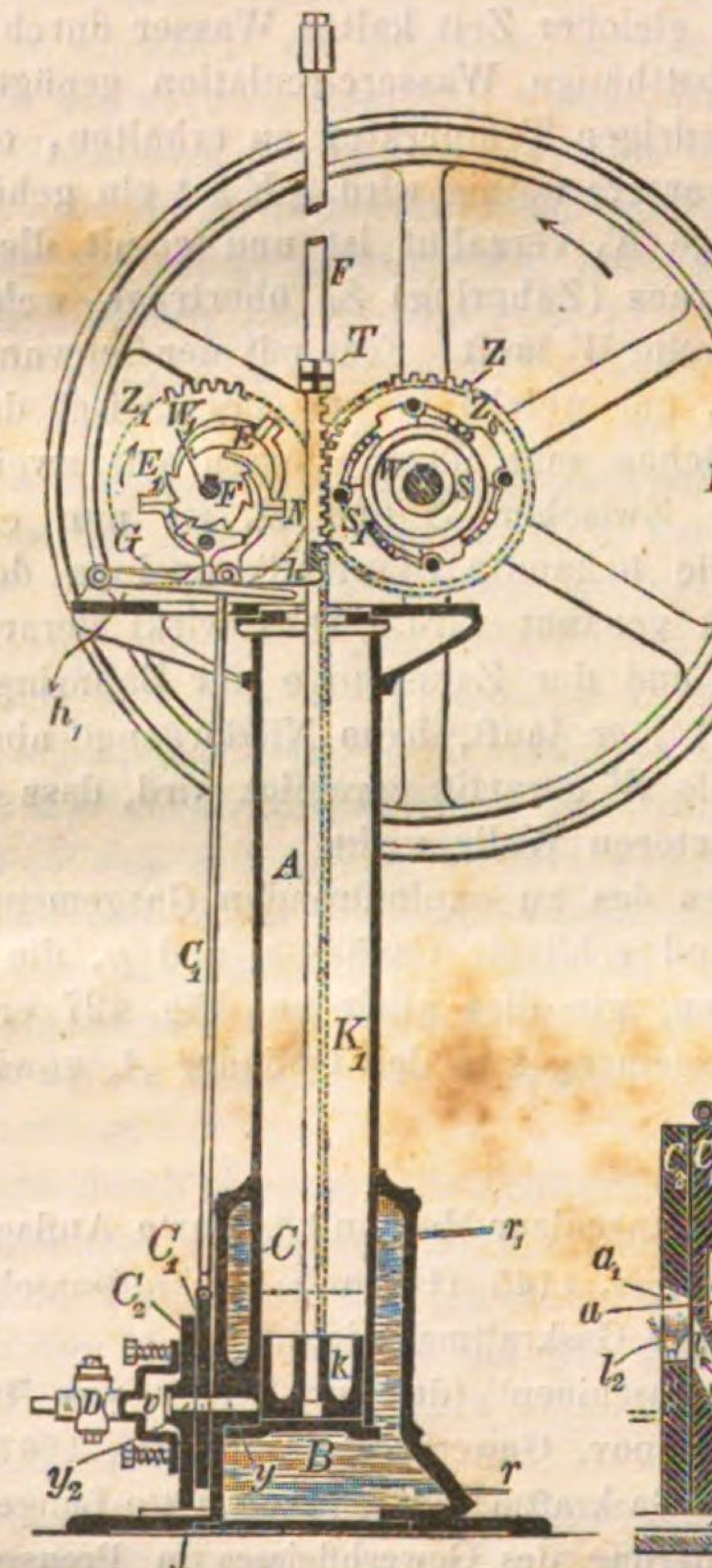


Fig. 425.

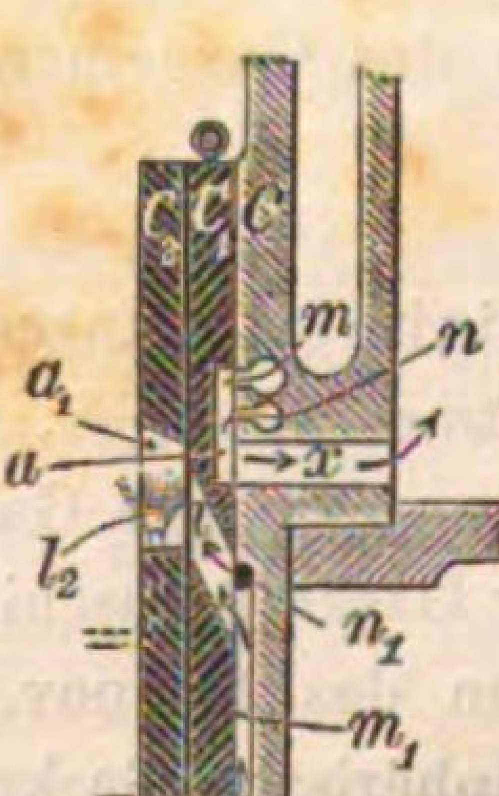
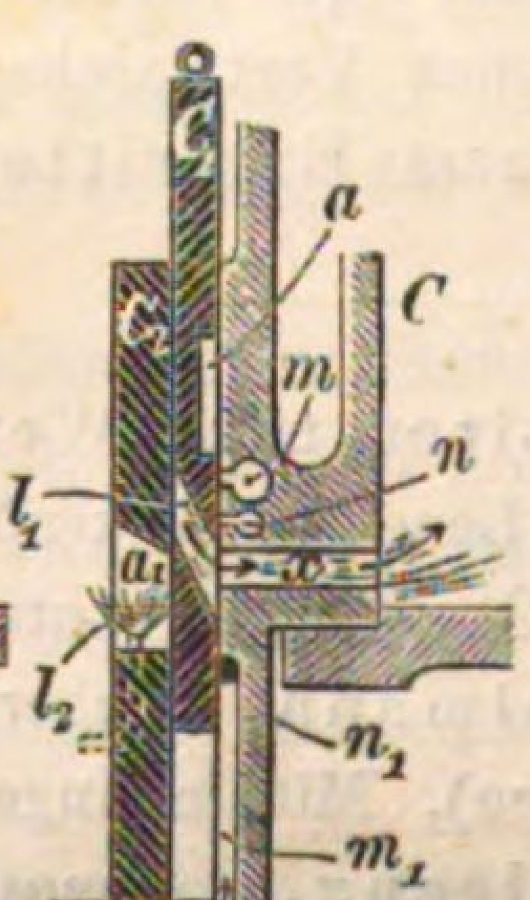


Fig. 426.

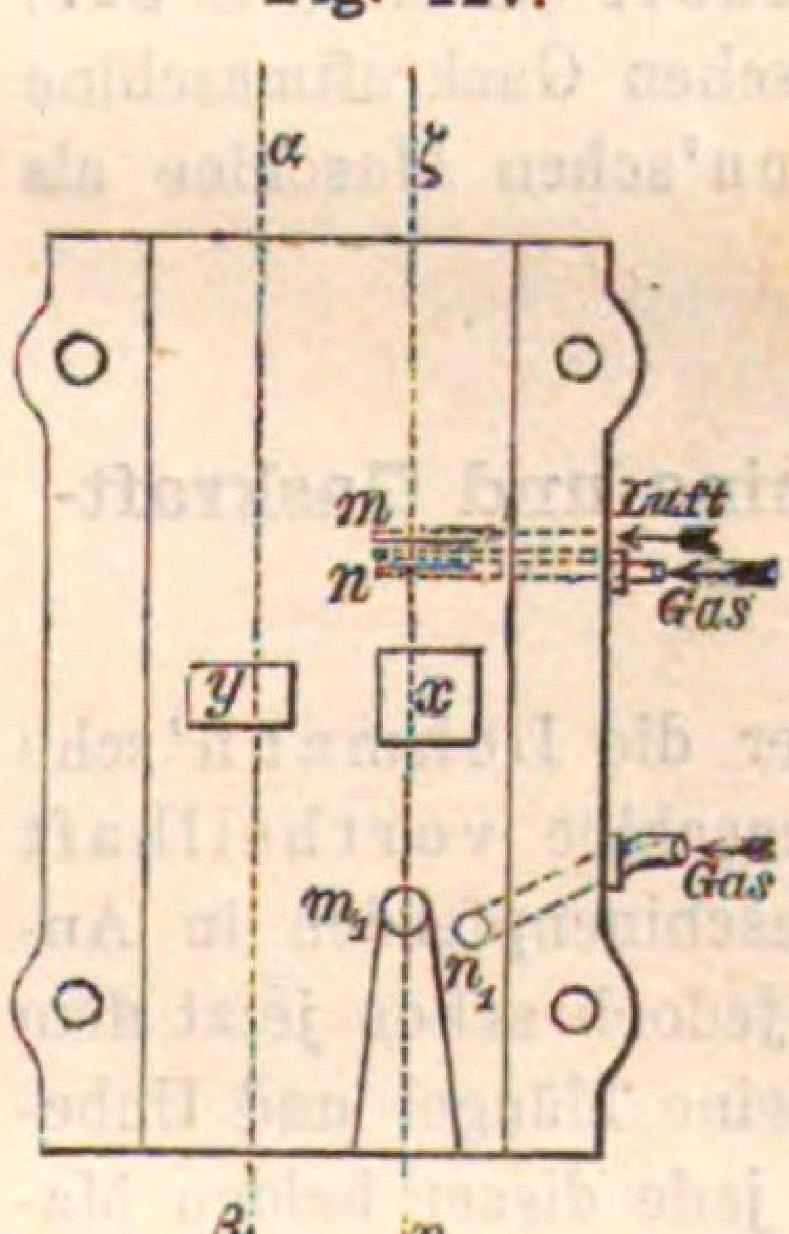


rades F fasst oder durch einen Ausrücker daran verhindert wird. Die Bewegungsübertragung von der Welle W des Schwungrades R auf die Parallelwelle W_1 erfolgt durch die Stirnräder Z und Z_1.

Bei einiger Aufmerksamkeit unterscheidet man bald in der Bewegung des Arbeitskolbens K drei Hauptperioden: 1) das Anheben des Kolbens, verbunden mit dem Einlassen der Gasladung, 2) das Abfeuern und den Aufgang und 3) den Niedergang des Kolbens. In dem Augenblicke des Abfeuerns wird zufolge der aus der Entzündung des Gasgemenges (in der Regel 9 Volumtheile

atmosphärische Luft und 1 Theil Leuchtgas) entstehenden Explosion der Kolben in die Höhe geschleudert. Dieser ist durch den Mechanismus in keiner Weise an dem Aufwärtsgehen behindert und fliegt in die Höhe wie ein Geschoss. Die Gasladung war aber so abgemessen und der Cylinder ist so hoch, dass der Kolben noch vor Erreichung der Cylindermündung zum Stillstand kommt. Sowie er nämlich in die Höhe fliegt, steigert sich die unter ihm herrschende Spannung zwar noch so lange, bis die Ladung verbrannt ist, nimmt aber dann ab, um wieder auf die atmosphärische Spannung zu gelangen, wobei Gleichgewicht zwischen den Pressungen unter dem Kolben und über demselben (das Kolbengewicht eingerechnet) besteht. Der Kolben fliegt nun noch weiter und erzeugt im Cylinder eine Verdünnung, so lange, bis die lebendige Kraft des Kolbens durch den fortwährend zunehmenden Ueberdruck auf der oberen Seite aufgezehrt ist. Von diesem Augenblicke an würde der Kolben, durch den Atmosphärendruck und die Schwere getrieben, fallen, wenn er auch nach unten sich völlig frei bewegen könnte, daran wird er aber durch das bereits besprochene Gesperre gehindert, indem dies Gesperre sofort einsetzt, so dass der Kolben, die Schwungradwelle in Folge des Atmosphärendruckes treibend, bis nahe zum Cylinderboden herabgeht. Unten angelangt, löst der Ansatz N das Gesperre wieder aus, die Schwungradwelle läuft vermöge der lebendigen Kraft des Rades weiter und setzt darauf die Steuerung wieder in Thätigkeit, worauf nach Auslassung der Verbrennungsproducte ein frisches Laden und Abfeuern erfolgt und das beschriebene Spiel sich wiederholt. Aus Allem erkennt man jetzt, dass die treibende Kraft der Atmosphäre entnommen wird (das explodirende Gasgemenge so zu sagen den Wasserdampf der Newcomen'schen Maschine vertritt) und weshalb die Maschine von den Erfindern ganz richtig eine atmosphärische Gaskraftmaschine genannt worden ist.

Fig. 427.



Zum übersichtlichen Verständniss ist jetzt noch Folgendes zu erwähnen. In der Fig. 424 ist das Spiel der Maschine so gezeichnet, dass der Kolben seinen Niedergang vollendet, der Schiebercanal y_1 also mit dem Cylindercanal y und mit dem Deckelcanale y_2 communicirt, wobei zugleich auf das Ventil v aufmerksam gemacht werden mag, welches sich beim Ueberdrucke im Arbeitscylinder A öffnet, dagegen bei dem äusseren Ueberdrucke, den die atmosphärische Luft bewirkt, sich schliesst. Bei der Bewegung des Schiebers C_1 aus seiner mittleren Stellung nach unten, schneidet er die Communication zwischen den Canälen y, y_1 y_2 ab, stellt aber dafür die Verbindung zwischen dem zweiten, Fig. 425 bis 427 sichtbaren [1]) Canal x und den darüber liegenden Canälen

1) Durch die punktirten Linien $\alpha\beta$ und $\zeta\eta$ in Fig. 427 sind die Schnittrichtungen angedeutet, welche den Durchschnitten Fig. 424, 425 und 426 entsprechen.

m und n her. Von letzteren beiden steht m mit der atmosphärischen Luft, dagegen n aber mit dem Rohre einer Leuchtgasleitung in Verbindung. Denkt man sich nun, dass der Arbeitskolben K gehoben wird, so füllt sich der darunter befindliche Cylinderraum (durch den Canal x) mit dem vorerwähnten Gemenge von atmosphärischer Luft und Leuchtgas. Während dieser Zeit stellt der Schieber C_1 eine Verbindung zwischen dem im Schieberspiegel (Schieberfläche C am Cylinder) Fig. 427 angebrachten Luftcanale m_1 und dem dort einmündenden zweiten Gascanale n_1 her. Das durch n_1 einströmende Gas gelangt zu der im Ausschnitte a_1 des Schieberdeckels ruhig brennenden Gasflamme l_2, entzündet sich dort und erfüllt brennend den Canal l, wobei die nöthige Verbrennungsluft durch m_1 zutritt. Nun geht der Schieber C_1 in die Höhe, alle zwischen der Cylinderkammer und zwischen den Gas- und Luftcanälen bestehenden Verbindungen werden abgeschnitten, der Canal l_1 aber gelangt in Verbindung mit dem Canal x und jetzt entzündet die in ihm noch fortglimmende Zündflamme die unter dem Kolben befindliche Gasladung.

Während der Pariser Ausstellung von 1867 wurden von dem Professor Tresca, mehreren anderen sachverständigen Herren und dem Verfasser, Bremsversuche mit einer Otto-Langen'schen Gaskraftmaschine angestellt, welche bei 120 Millimeter Kolbendurchmesser pro Secunde eine Arbeit von 34,92 Meterkilogramm oder 0,46 Pferdekräften leistete und welche pro Stunde und pro Pferdekraft 1367 Liter (48,3 Cubikfuss engl.) Leuchtgas verbrauchte und wobei die Betriebswelle der Maschine 81 Touren pro Minute machte.

Bemerkt werde schliesslich noch, dass nach Grashoff (a. a. O. S. 547) der indicirte Wirkungsgrad der Otto-Langen'schen Gaskraftmaschine sich zu 0,64 berechnet, d. h. mit dem der Lehmann'schen Maschine als gleich angenommen werden kann[1]).

III. Zusatz. Die Wahl zwischen Luftmaschine und Gaskraftmaschine betreffend.

Wie vorher bereits angedeutet, lassen sich weder die Lehmann'sche Luftmaschine noch die Otto-Langen'sche Gaskraftmaschine vortheilhaft nicht für grössere Leistungen, als die von zwei Maschinenpferden in Anwendung bringen. Innerhalb dieser Grenzen leisten sie jedoch schon jetzt dem Kleingewerbe wesentliche Dienste, wenn man über kleine Mängel und Unbequemlichkeiten derselben hinwegsieht. Uebrigens hat jede dieser beiden Maschinen ihre besonderen Vortheile und Nachtheile. Die Lehmann'sche Maschine lässt sich insbesondere da verwenden, wo Leuchtgas entweder gar nicht, oder nur zu hohen Preisen zu haben ist. Ein Uebel derselben ist der besonders nöthig werdende gemauerte Ofen und das verhältnissmässig grosse Quantum von Kühlwasser, nicht minder ihr grosses Gewicht und hoher Anschaffungspreis. Ein grosser Vortheil der Gaskraftmaschine ist der, dass sie

1) Vergleichsweise werde überdies berichtet, dass von Grashoff (a. a. O. S. 520) die indicirten Wirkungsgrade der heutigen Dampfmaschinen im Minimum zu 0,75 und im Maximum zu 0,86 angegeben werden.

augenblicklich in Thätigkeit und eben so schnell wieder ausser Betrieb gesetzt werden kann, da ihre Action nur von dem Anbrennen des Gemenges von Leuchtgas mit atmosphärischer Luft abhängig ist. Ein Uebel derselben ist die etwas schwierige Reparatur, da ihre Transmission verhältnissmässig complicirt ist. Auch über das stossende Geräusch, welches die Maschine bei ihren Arbeiten macht, wird viel geklagt, doch soll es der Maschinenbau-Actien-Gesellschaft Humboldt in Kalk bei Deutz am Rhein neuerdings gelungen sein, die Gaskraftmaschine dahin zu verbessern, dass das unangenehme Geräusch gänzlich beseitigt ist.

Nachträge.

Nr. 1 (zu Seite 6).

Die in Schnell-, Courier- und Expresszügen der hannoverschen Eisenbahnen laufenden sechsrädrigen Wagen haben durchschnittlich ein

Eigengewicht von	280	Centner,
hiervon ab 3 Achsen à $17\frac{1}{2}$ Ctr. ppr.	228	„
Belastung durch Personen	45	„
folglich Achsenbelastung =	273	Centner,

demnach pro Achse $\frac{273}{3} = 91$ Centner.

Die Geschwindigkeit der Schnellzüge ist so bemessen, dass in 6 beziehungsweise $6\frac{1}{2}$ Minuten eine deutsche Meile (7500 Meter) durchfahren wird. Die Courierzüge fahren (zwischen Lehrte und Hannover) dieselbe Meile in $5\frac{1}{2}$ bis 6 Minuten. Die Expresszüge (zwischen Haste und Hannover) in 5 bis $5\frac{1}{2}$ Minuten.

Die durchschnittliche Achsenzahl der Züge betrug beispielsweise in den ersten 29 Tagen des Decembers 1874:

25 bei Schnellzügen,
28 „ Courierzügen und
13,7 „ Expresszügen.

Nr. 2 (zu Seite 11).

Die angegebene stündliche Leistung einer Transversal-Cylinder-Scheermaschine berechnet sich aus den etc. Hartig'schen Versuchen (a. a. O., S. 32 und 33, Versuchsnummer 43 und 44) wie folgt:

Breite des Tuches $1^m,4$ (Maximalwerth aus Nr. 43 und 44),
Länge des Scheercylinders $1^m,15$ (hier ist im Hartig'schen Berichte ein Schreibfehler, indem 1,5 statt 1,15 gesetzt wurde),
mittlere Schnittzahl pro Stunde (im Arbeitsgange) $\frac{60 + 27}{2} = 43,5$.

Daher die **stündliche** Leistung $= L_1$, den durchschnittlichen Arbeitsgang zu $\frac{0{,}5 + 0{,}6}{2} = 0{,}55$ angenommen:

$$L_1 = 0{,}55 \,.\, 1{,}4 \,.\, 1{,}15 \,.\, 43{,}5 = 38{,}5 \text{ Quadratmeter.}$$

Die durchschnittliche Leistung $= L_2$ der Longitudinal-Cylinder-Scheermaschine erhält man direct aus den Hartig'schen Angaben zu:

$$L_2 = 0{,}85 \,.\, 0{,}04 \,.\, 60 \,.\, 60 \,.\, 1{,}57 = 192 \text{ Quadratmeter,}$$

indem daselbst notirt ist: Arbeitsgang $= 0{,}85$; Geschwindigkeit des laufenden Tuches $= 0{,}04$ Meter pro Secunde; Arbeitsbreite $= 1^m{,}57$.

Nr. 3 (zu Seite 23).

In der Stelling'schen Flachs- und Heedespinnerei kommen auf einen Arbeiter circa 22 Spindeln $\left(= \frac{4000}{180}\right)$, was für Deutschland (als Mittelwerth angenommen) die Zahl von $\frac{303988}{22} = 13818$ Arbeitern giebt, welche die Flachs-, Heede- und Jutespinnerei nöthig macht. Den durchschnittlichen Arbeitslohn pro Woche (nach Stelling) zu 12 Mark und die Leistung der Handspindel im Verhältniss von $^3/_2$ mehr als die einer Maschinenspindel angenommen, könnte der wöchentliche Lohn eines Handspinners doch nur betragen

$$\frac{12}{22 \,.\, ^2/_3} = {}^9/_{11} \text{ Mark} = 81{,}81 \text{ Pfennige,}$$

$$\text{d. i. } \frac{81{,}81}{6} = 13{,}63 \text{ (rund } 13^2/_3\text{) Pfennige pro Tag.}$$

Hiermit stimmt eine andere dem Referenten aus der Umgegend von Uelzen mitgetheilte Calculation überein, die folgendermaassen lautet:

1 Pfund ($^1/_2$ Kilogramm) Rohflachs zu 64 Pfennigen gerechnet, kann zu 4 Stück Garn versponnen werden, welches man pro Stück zu 24 Pfennigen verkauft, also das Pfund mit 96 Pfennigen bezahlt erhält. Ferner zwei Stück als tägliches Spinnlohn angenommen, stellt sicht das Spinnlohn pro Tag heraus zu $\frac{96 - 64}{2} = \frac{32}{2} = 16$ Pfennige.

Noch geringere Arbeitslöhne des Flachs-Handspinners hat der Verfasser in einem Vortrage, bei Gelegenheit einer Generalversammlung des Hannoverschen Gewerbevereins, nachgewiesen, welcher sich abgedruckt findet in den Mittheilungen dieses Vereins, Jahrgang 1861, S. 141.

Nr. 4 (zu §. 6). „Nachtheile des Maschinenwesens."

Ein unverkennbares Uebel ist die Unterstützung, welche das Maschinenwesen der immer noch wachsenden Macht des Capitals leiht, das Kleingewerbe hart drückt und die Erziehung geschickter Handarbeiter sehr erschwert. Letztere werden durch die Maschinen, der Zahl nach, immer entbehrlicher, auf immer kleinere Kreise beschränkt, während die schwache Menschenkraft als Motor längst den mächtigen Elementarkräften (Wasser und Dampf) völlig unterlegen ist.

Aber auch diese Uebel lassen sich einigermassen bekämpfen und zwar

durch Beschaffung von Kraftmaschinen für die Kleingewerbe, wodurch diese in den Stand gesetzt werden, den Kampf mit der Grossindustrie erfolgreicher bestehen zu können, als dies persönliche Geschicklichkeit und Fleiss allein vermögen, indem ihnen dann die Benutzung kleiner Werkzeugsmaschiuen aller Art ermöglicht wird.

Recht erfreulich ist daher die Wahrnehmung, dass der Maschinenbau seit einigen Jahren eifrig bemüht ist, dem Kleingewerbe eine gewaltige Waffe, nämlich kleine Kraftmaschinen zu schaffen und dass hierin auch bereits einiges Terrain durch die Construction von calorischen, Gaskraft-, Wasserdruck- u. a. Maschinen etc. gewonnen wurde.

Nr. 5 (zu Seite 153).

In Deutschland wird nirgends gestattet, ungeeichte Gasmesser Seitens der Leuchtgas-Verkäufer (Gasproducenten, im Kreise städtischer Verwaltungen, Actien-Vereinen etc.) in Anwendung zu bringen. Die seit dem 1. Januar 1872 in Kraft getretene Maass- und Gewichtsordnung für den Norddeutschen Bund (vom 17. August 1868) lässt hierüber keinen Zweifel, indem es daselbst im Artikel 13 heisst:

„Gasmesser, nach welchen die Vergütung für den Verbrauch von Leuchtgas bestimmt wird, sollen gehörig gestempelt sein."

Weiter besagt der folgende Artikel 14: dass bei der Eichung und Stempelung als Körpermaasse nur Cubikmeter und Liter in Anwendung zu bringen sind, und dass 1 Cubikmeter gleich 1000 Liter ist. Zu letzteren Maassgrössen werde bemerkt, weil in der Provinz Hannover zeither nur englische Maasse gebräuchlich (und gesetzlich zulässig) waren, dass die Imperial-Continental-Gascompagnie der Residenzstadt den Cubikmeter = 35,316 Cubikfuss englisch rechnet und sich im Detail für 1000 Cubikfuss oder für 28,3 Cubikmeter oder für 28300 Liter (verbrauchtes) Gas die Summe von 5 Mark zahlen lässt.

Dabei wird (nach Artikel 15) das Eichgeschäft ausschliesslich durch Eichämter ausgeübt, deren Personal von der Obrigkeit bestellt wird.

Die Eichordnung vom 16. Juli 1869 schreibt (§. 43 bis §. 48) hinsichtlich der Gasmesser noch Folgendes vor:

Zulässig sind nur solche Gasmesser, welche die Gasmengen nach Cubikmetern bestimmen und zwar entweder

a) als nasse Gasmesser, bei denen die Messung des Gases durch eine rotirende Trommel erfolgt, welche zum Theil ins Wasser oder in eine andere Flüssigkeit taucht, oder

b) als trockene Gasmesser, welche ein System von Kammern mit beweglichen Wänden bilden.

Weiter wird (§. 44) die erforderliche Beschaffenheit der Gasmesser erörtert, welche vorher S. 150—156 bereits hinlänglich besprochen wurde und dem wir hier nur noch die Vorschrift zuzufügen haben, dass sowohl bei nassen wie trockenen Gasmessern die Summe der messenden Räume (resp. der Trommel oder der Kammern) bei einem Gasdruck von 40 Millim. Wassersäulenhöhe [1])

1) Dieser Druck des Leuchtgases geht nur die Eichmeister, nicht aber die Producenten und Consumenten etwas an. In den Rohrleitungen von der

zu dem Cubikmeter in einem Verhältniss stehen, welches durch den Zählapparat genau wiedergegeben wird.

Ferner wird verlangt, dass auf jedem Gasmesser angegeben wird: der Name und Wohnort des Verfertigers, die laufende Fabriknummer, dann der Inhalt $= J$ des messenden (vom Gase über der Sperrflüssigkeit eingenommenen) Raumes in Litern (durch den Buchstaben L bezeichnet) und endlich das grösste Gasvolumen $= V$ in Cubikmetern, welches derselbe pro Stunde durchzulassen bestimmt ist. Dabei darf das beobachtete Volumen von dem durch das Zählwerk registrirten um nicht mehr als zwei Procent im Sinne des Zuviel oder Zuwenig abweichen.

Zur Erläuterung des zuletzt Mitgetheilten hat der Verfasser nachstehende Tabelle zusammengestellt, wozu zu bemerken ist, dass sich die aufgeführte Reihe auf die Gattungen von Gasuhren bezieht, wie solche in der Stadt Hannover vorkommen und beziehungsweise geeicht werden. Die vierte Columne wird offenbar erhalten, wenn man die Werthe der zweiten durch die der dritten Columne dividirt.

Zahl der Flammen [1]).	$J=$ messender Raum in Litern.	$V=$ grösstes Gasvolumen pro Stunde		$\frac{V}{J}=$ Zahl der Trommelumdrehungen pro Stunde.
		in Cubikm.	in Litern.	
3	3,57	0,50 (= ½)	500	$\frac{500}{3,57}=140$
5	7,14	1,0	1000	$\frac{1000}{7,14}=140$
10	14,28	2,0	2000	$\frac{2000}{14,28}=140$
20	28,5	4,0	4000	$\frac{4000}{28,5}=140$
30	41,66	6,0	6000	$\frac{6000}{41,66}=144$
45	55,55	8,0	8000	$\frac{8000}{55,55}=144$
60	83,33	10,0	10000	$\frac{10000}{83,33}=120$ (?)
80	111,10	15,0	15000	$\frac{15000}{111,1}=135$
100	142,8	18,0	18000	$\frac{18000}{142,8}=125$
200	285,6	35,0	35000	$\frac{35000}{285,6}=122$

Gasbereitungsanstalt zu den Brennstellen bedarf man bei weitem weniger Druck. In der Stadt Hannover hat sich die Gas-Administration nur zu 12,7 Millimeter (½ Zoll engl.) bei Tage und zu 25,4 Millim. (1 Zoll engl.) bei Nacht Wassersäulenhöhe als Druckmaass contractlich verpflichtet.

1) Contractlich soll jede Strassenflamme der Stadt Hannover pro Stunde

Die Prüfung der Gasmesser erfolgt in der Regel durch besondere Cubicirungsapparate (nach Art der Gasometer), wo eine Glocke in eine zweite (nur weitere) Glocke (einen Cylinder) taucht, der entsprechend mit Wasser gefüllt ist, welche in den „Mittheilungen" des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1859, S. 363, ausführlich besprochen und durch Abbildungen erläutert wurden. Ausnahmsweise erfolgt die Prüfung auch durch sogenannte Controlgasmesser. Bei der Prüfung wird eine abgemessene Quantität atmosphärischer Luft (unter dem Drucke von 40 Millimeter Wassermanometer) durch den Gasmesser getrieben und mit den Angaben des Zählwerkes verglichen.

Trockene Gasmesser sind noch einer zweiten Prüfung zu unterwerfen, bei welcher ein wesentlich langsameres Durchströmen der Luft stattfindet, in der Art, dass für die gleich grosse Luftmenge etwa die dreifache Zeit verwendet wird.

Nr. 6 (zu Seite 168).

Das deutsche Maass- und Gewichtsgesetz fordert (nach §. 38 des Gesetzes) verhältnissmässig geringe Empfindlichkeitsgrade für Waagen des öffentlichen Gebrauchs.

Bei Waagen für den gewöhnlichen Handelsverkehr reicht beim Eichen der Quotient $\frac{1}{2000}$ aus [1]), bei allen gleicharmigen Balkenwaagen von mehr als 5 Kilogr. grösster einseitiger Tragfähigkeit, ferner $\frac{1}{1000}$ von 5 Kilogramm und weniger grösster einseitiger Tragfähigkeit.

Bei Präcisions- und Medicinalwaagen $\frac{1}{10000}$ [2]) bei grösster einseitiger Tragfähigkeit von mehr als 5 *K* für jedes Kilogramm der Last, ferner $\frac{1}{5000}$ [3]) von mehr als 250 *G* (Gramm) bis 5 *K* für jedes Kilogramm der Last.

Noch geringer ist (nach einer Bekanntmachung vom 6. December 1869) der Empfindlichkeitsgrad in Bezug auf die äusserste Grenze, welche man im öffentlichen Verkehr duldet. Hier verlangt man

1) bei Waagen, die für den gewöhnlichen Handelsverkehr bestimmt sind:

1 Gramm für jedes Kilogramm der einseitigen Belastung, wenn die Tragfähigkeit 5 Kilogr. übersteigt;

2 Gramm für jedes Kilogramm, wenn die grösste Tragfähigkeit 5 Kilogr. oder weniger beträgt.

2) Bei Präcisionswaagen (Waagen für Gold, Silber, Juwelen und Perlen), sowie bei den Medicinalwaagen:

6 Cubikfuss engl. oder 0,1698 Cubikmeter = 169,8 Liter Gas verbrennen und dabei eine Helligkeit erzeugen, welche (mit dem Bunsen'schen Photometer gemessen) gleich der von 13 Wallrathkerzen ist.

1) Wörtlich heisst es 5 *D* (5 Decigramm) für jedes *K* (Kilogramm) also $\frac{\frac{1}{2}\text{ Gramm}}{1000\text{ Gramm}} = \frac{1}{2000}$.

2) 1 *D* für jedes *K*.

3) 2 *D* für jedes *K*.

2 Decigramm für jedes Kilogramm der einseitigen Belastung, wenn die grösste Tragfähigkeit 5 Kilogr. überhaupt beträgt u. s. f. abwärts bis zu

2 Milligramm für jedes Gramm der einseitigen Belastung, wenn die Waage für 20 Gramm und weniger bestimmt ist.

Endlich gar nur

4 Milligramm für jedes Gramm einseitiger Belastung bei Waagen der letzten Tragfähigkeit im Medicinalgebrauche.

Nr. 7 (zu Seite 173).

Selbstthätige Getreidewiegmaschine[1]).

(Patent Kaiser & v. Ernst in Augsburg).

Das Getreide wird aus einer Art Mühlrumpf von oben zugeleitet und bringt die Waage in Thätigkeit, indem sich die Körnermasse in ein auf zwei Hebeln drehbar gelagertes Gefäss ergiesst. Diese beiden Hebel, mit dem Gefäss auf der einen und dem Gegengewicht auf der anderen Seite bilden ein oscillirendes System, welches einen Ausschlag macht, sobald das ins Gefäss einlaufende Getreide ein gewisses Gewicht erlangt hat. Gleichzeitig dreht sich dann das Gefäss um seine eigene Achse und entleert sich, um wieder in seine ursprüngliche Lage zurückzukehren, sobald sich der Apparat genügend geleert hat und eine ungehinderte Bewegung gestattet ist[2]). Beim Rückgang des Systems wird die mittlerweile durch einen Schieber abgeschlossene Einlaufmündung wieder geöffnet und damit das Spiel von Neuem eingeleitet. Die Registrirung des Gewichtes geschieht selbstthätig auf einem Zählwerk, an welchem jederzeit das Gewicht des durchgegangenen Getreides abgelesen werden kann.

Die Maschine passt ihre Thätigkeit nicht nur der Zufuhr von Getreide, sondern auch der Entnahme desselben von selbst an, sodass der richtige Gang nicht beeinflusst wird, wenn auch unterhalb der Maschine das gewogene Getreide gestaut wird, oder ganz liegen bleibt. In Folge dessen eignet sich die Maschine vorzüglich zum Einschalten in einen Betrieb (Mühlen, Brauereien etc.), weil dieselhe das Wiegen ausführt, ohne irgend welche Aufsicht zu bedürfen, oder Unregelmässigkeiten zu erzeugen und zudem die Dimensionen und Leistungsfähigkeiten der Maschinen dem praktischen Bedürfniss entsprechen.

1) Der Verfasser verdankt nachfolgende Beschreibung der directen gütigen Mittheilung der Herren Kaiser & v. Ernst unter Beifügung von sechs schönen Photographien.

2) Dimensionen, Gewichte etc. sind der Art gewählt, dass in der Stellung der Waage beim Entleeren das Moment des Gegengewichtes nur um einen kleinen, zur Bewirkung der Rückbewegung unbedingt nothwendigen Theil grösser ist, als das Moment der auf entgegengesetzter Seite der Drehungsachse wirkenden Constructionstheile (Hebel, Gefäss etc.). Ein kleiner Widerstand des im unteren Theile des Apparates sich ansammelnden Getreides genügt alsdann, um die Waage in der bezeichneten Stellung so lange zurück zu halten, bis der Auslauf genügend beendet ist.

Durch eine allmälige Verengung der Einlaufmündung gegen Ende des jedesmaligen Wiegens wird ein langsames Nachfüllen erzielt und damit die Präcision wesentlich erhöht. Zur Sicherung des Abschlusses am Einlauf ist letzterer so construirt, dass ein vollständiges Absperren erfolgt, auch wenn gröbere Körper sich dem Schieber entgegen stellen.

Der Umstand, dass die Maschine ohne Bedienung und Ueberwachung zuverlässig arbeitet, ferner Störungen in Folge zweckmässiger Construction nicht zu befürchten sind, gestattet, die Waage und das Zählwerk in einen Kasten einzuschliessen und somit der Beeinflussung durch Unberufene zu entziehen. Eine Controle besser als diejenige, welche bei Anwendung des beschriebenen Apparates erzielt werden kann, ist also kaum denkbar. (Durch Versuche bestätigt nach der Zeitschrift „Die Mühle" vom 2. Juli 1875.)

Nr. 8 (zu Seite 297).

Leistung des Pferdes beim Tragen [1]).

Art der Leistung.	Belastung (Ladung).	Durchlaufener Weg in einem Tage.
Nach Gassendi, bei grösserer Belastung . . .	300 Pfund	8 Lieues (à 4451,9 Meter
Bei gewöhnlicher Belastung	180 Pfund	12 Lieues
Nach Anderen, im Schritt .	120 Kilogr.	{1 m,1 pro Secunde bei 10stündiger Arbeit
Nach Dupin, ein gewöhnliches Saumross	100—150 Kilogr.	36—45 Kilometer
Ein gutes Cavalleriepferd, nach Dupin	90 Kilogr.	40 Kilometer
Ein hannnov. Reitpferd, nach Scharnhorst . .	400 Pfund [3])	2¼ Meilen [2])
Ein österr. Armeepferd, nach Scharnhorst	300 Pfund	2¼ Meilen
Ein Cavalleriepferd auf gewöhnlichen Märschen, nach Gerstner	200—300 Pfund	3 Meilen

1) v. Kaven, Vorträge über Ingenieur-Wissenschaften. Hannover 1870, S. 123.

2) In unserer Quelle ist nirgends angegeben, welche Meilen hier gemeint sind. An einer Stelle heisst es, 5 Lieues = 3 Meilen, wobei es sich wieder fragt, welche Art von Lieues gemeint sind. Nimmt man die gewöhnlichen (alten), so hat eine Lieue = 4451,9 Meter und eine Meile wäre sonach = $^5/_3$ Lieue = 7419,8 Meter. Eine geographische Meile wurde = 7420 Meter = 7,42 Kilometer gerechnet.

3) Ein Freund des Verfassers, ein hannoverscher Rittergutsbesitzer im Calenbergschen, der u. A. im Besitze von vier schweren Cavalleriepferden ist, liess

Die Tabelle lehrt offenbar, dass es höchst unzweckmässig ist, Pferde zum Tragen statt zum Ziehen zu benutzen.

Nr. 9 (zu Seite 272).

Wie es S. 272 versucht wurde, einen so weit als möglich reellen Maassstab für die mechanischen Arbeitsleistungen der Menschen zu schaffen, so folgt hier nachträglich eine ähnliche auf gleicher Basis stehende Rechnung für die Arbeiten der Pferde.

Statt mit Dr. Mayer[1]) Annahmen zu machen, die eine bestimmte Arbeitsleistung voraussetzen, benutzt der Verfasser Versuche Boussingaults[2]) und Valentin-Brunners[3]) um aus der täglich verbrannten Kohlen- und Wasserstoffmenge der Pferde die theoretische Arbeitsleistung derselben zu berechnen.

Das Pferd, woran Boussingault seine Versuche anstellte, hatte ein Durchschnittsgewicht (je nach dem Quantum eingenommener Nahrung an Hafer, Heu und Wasser) von 412,5 Kilogramm und ergab sich nach dreitägigen Versuchen, dass dasselbe täglich 2,465 Kilogr. Kohlenstoff zu Kohlensäure und 0,024 Kilogr. Wasserstoff zu Wassergas verbrannte.

Aus den gleichen mit einem Pferde vom Durchschnittsgewichte = 425 Kilogr. von Valentin und Brunner, ebenfalls während drei Tagen angestellten Versuchen, bei Futter aus Hafer, Heu und Wasser bestehend, ging hervor, dass die verbrannte Menge Kohlenstoff 3,580 Kilogr. und die des Wasserstoffes 0,025 Kilogr. betrug.

Hiernach ergeben sich folgende Resultate (mit Bezug auf S. 272):

	Für das Pferd von 412,5 Kilogr. Gewicht	Für das Pferd von 425 Kilogr. Gewicht
	Calorien	Calorien
Quantum der Verbren-	$2{,}465 \times 8088 = 19936{,}9$	$3{,}580 \times 8088 = 28955{,}04$
nungs- (Ernährungswärme)	$0{,}024 \times 34462 = 827{,}1$	$0{,}025 \times 34462 = 861{,}55$
	20764,0	(rund) 29816,60

Diese Ernährungswärmemenge, entsprechen aber den Arbeitsleistungen:
$20764 \times 423^{\text{Mk.}} = 8\,824\,700^{\text{Mk.}}$ und $29816 \times 425^{\text{Mk.}} = 12\,672\,055^{\text{Mk.}}$

Vergleicht man diese Werthe mit den Leistungsangaben kräftiger Pferde, wie sich solche verzeichnet finden:

dieselben wiegen, wobei sich ein Durchschnittsgewicht von 550 Kilogr. herausstellte. Die schwersten Ackerpferde dieses Herrn wogen 680 bis 725 Kilogr. Das Gewicht gewöhnlicher (Calenberger) Bauernpferde ergab sich zu 450 Kilogr. durchschnittlich. Die kräftigsten Ackerpferde des Rittergutes erhalten als Futter pro Tag 10 Kilogr. Korn, 8 Kilogr. Heu und Stroh, wobei sie 10stündige schwere Arbeit verrichten müssen.

1) Dr. Mayer nimmt in seiner „Mechanik der Wärme“ S. 69 eine tägliche Arbeitsleistung des Pferdes von $2\,100\,000^{\text{Mk.}}$ zum Maassstabe und setzt 8 Kilogr. Hafer und $7\frac{1}{2}$ Kilogr. Heu als tägliches Futter voraus.

2) Barral „Statique Chimique des Animaux“. Paris 1850, P. 295.

3) Ebendaselbst, P. 299.

S. 299 (nach Dupin) zu 2880000 Mk. pro Tag.,
S. 298 (nach Bokelberg) zu 2361000 Mk. pro Tag.,
S. 300 (nach Courtois) zu 1834560 Mk.,

so ergeben sich nachstehende Güteverhältnisse:

Verglichen mit der Leistungsangabe	Für das Boussingault'sche Pferd	Für das Pferd von Valentin & Brunner
von Dupin:	$\mathfrak{g} = \frac{2\,880\,000}{8\,824\,700} = 0{,}326$	$\mathfrak{g} = \frac{2880000}{12672055} = 0{,}227$
von Bokelberg:	$\mathfrak{g} = \frac{2\,361\,600}{8\,824\,700} = 0{,}267$	$\mathfrak{g} = \frac{2361600}{12672055} = 0{,}186$
von Curtois:	$\mathfrak{g} = \frac{1834560}{8824700} = 0{,}207$	$\mathfrak{g} = \frac{1834560}{12672055} = 0{,}144$
	Mittel hieraus: $\mathfrak{g} = 0{,}266$	Mittel hieraus: $\mathfrak{g} = 0{,}186$

Gesammtdurchschnitt: $\mathfrak{g} = 0{,}226$,

statt (S. 272) 0,26 für den Menschen.

Zum abermaligen Vergleiche mit der Arbeit des Wasserdampfes bei unseren heutigen Dampfmaschinen, benutzt der Verfasser einen Ausdruck Grashoff's (in der 6. Auflage der Redtenbacher'schen Resultate für den Maschinenbau, S. 509), nämlich: $\mathfrak{g} = \frac{3600 \,.\, 75 \,.\, N}{425 \,.\, Q\,D}$, welchen der genannte Autor bezeichnet „als das Verhältniss der gesammten Nutzarbeit ($= N$ in Pferdekräften) zum Arbeitswerthe der Wärme, welche der Arbeitsflüssigkeit (dem Kesselwasser) mitgetheilt wird."

Dabei ist Q die Gesammtwärme (nach Regnault's Formel, S. 562) und D der Dampfverbrauch in Kilogrammen pro Stunde.

Als Beispiel werde gewählt, für $N = 1$, der Fall, dass, pro Pferdekraft pro Stunde 2 Kilogr. Steinkohlen verbrannt und 14 Kilogr. Wasser verdampft werden und der Dampf die Spannung von 5 Atmosphären hat. Nimmt man überdies die Temperatur des Speisewassers zu 12° C. an und beachtet, dass (nach Zeuner's Tabelle, S. 564) die Temperatur des vorausgesetzten Dampfes $= 152{,}22^{\circ}$ C. ist, so ergiebt sich zuerst die Gesammtwärme $Q = 606{,}5 + 0{,}305 \times 152{,}22 - 12 = 641$. Daher

$$\mathfrak{g} = \frac{3600 \,.\, 75}{425 \,.641 \,.\, 14} = 0{,}07,$$

ein Werth, der von jenem ($= 0{,}063$) nicht viel abweicht, welcher S. 272 ermittelt wurde [1]).

Nr. 10 (zu Seite 461).

Die sogenannte Beaufort'sche Scala (oder die zwölftheilige Scala) wird zu Windgeschwindigkeitsschätzungen in vielen Ländern gebraucht. Der Ursprung dieser Scala ist englisch. Sie wurde 1805 von Sir Beaufort ersonnen, als dieser Commandeur des englischen Kriegsschiffes „Woolwich" war [2]). Beau-

1) Vorstehende Schätzungsweise entspricht übrigens ganz der, welche (nach S. 579) in England bei Dampfmaschinen zur Wasserförderung gebräuchlich ist.

2) R. Scott, A Relation between the Velocity of Wind and its Force. Quarterly Journal of the Meteorological Society for July 1874, P. 112.

fort legte dabei die Gattung und Zahl der Segel zu Grunde, welche ein Schiff bei gewissem Winde bedurfte, um mit der grösstmöglichsten Geschwindigkeit seinen Fortlauf nehmen zu können. Ohne diese unbestimmte Basis als unmittelbaren Maassstab unterzulegen, hat neuerdings der Director des Londoner Meterologischen Observatoriums Robert H. Scott folgende Tabelle vorgeschlagen, die sich auf Umrechnung der Windgeschwindigkeiten in englischen Meilen pro Stunde und in Metern pro Secunde aus den Ziffern der Beaufort-schen Scala[1]), zugleich aber auch auf directe Versuche basirt, die in Holyhead und Yarmouth mit Anemographen angestellt wurden[2]).

1) Protocolle des ersten Meteorologen-Congresses in Wien 1873; S. 37. Dem Verfasser scheint es nicht unwichtig, auch das in ersterer Quelle von Scott mitgetheilte Original der Beaufort'schen Scala hier aufzunehmen.

Force, Beaufort Scale.			Approximate Velocity. Miles pro Hour.
0.	Calm	. .	0—5
1.	Light air	Or, just sufficient to give steerage way	6—10
2.	Light breeze	Or, that in which a well-conditioned man-of-war, with all sail set, and clean full would go in smooth water from	11—15
3.	Gentle „		16—20
4.	Moderate „		21—25
5.	Fresh breeze	Or, that to which she could just carry in chase, full and by: Royals, etc.	26—30
6.	Strong „	Single-reefed topsails and top-gallant sails	31—36
7.	Moderate gale	Double-reefed topsails, jib etc.	37—44
8.	Fresh „	Triple-reefed topsails etc.	45—52
9.	Strong „	Close-reefed topsails etc. courses	53—60
10.	Whole gale	Or, that with which she could scarcely bear close-reefed main-topsails and reefed fore-sail	61—69
11.	Storm	Or, that which would reduce her to storm-staysails	70—80
12.	Hurrican	Or, that which no canvas could withstand	80 and upwards.

Die in Amerika eingeführte „Windscala der Smithsonian Institution" findet sich in Reye's Werke „Die Wirbelstürme etc.", S. 82, Hannover 1872.

2) In unserer Quelle theilt Scott noch die Formel eines Engländers Sir H. James mit, um die Pressung $= P$ des Windes pro Quadratfuss in englischen Pfunden berechnen zu können, wenn V die Geschwindigkeit des Windes in englischen Meilen pro Stunde gegeben ist. Derselbe setzt nämlich $P = 0{,}005\, V^2$. In der That stimmen die hieraus berechneten Werthe verhältnissmässig gut mit der S. 461 mitgetheilten Tabelle Smeatons.

In den mir vom Director der Leipziger Sternwarte Herrn Dr. Bruhns gütigst mitgetheilten Protocollen des Meteorologencongresses wird S. 52 von Buys-Ballot eine Formel mitgetheilt, welche den Druck $= p$ des Windes pro Quadratmeter in Kilogr. angiebt, wenn V die vorige Bezeichnung hat:

$$p = -1 + 0{,}2\, V + 0{,}04\, V^2.$$

Ziffern der Beaufort'schen Scala.	Genäherte Geschwindigkeit. in engl. Meilen pro Stunde.	Metern pro Secunde.
0. Ruhig	3	1,5
1. Leicht bewegte Luft	8	3,5
2. Leichte Brise	13	6
3. Gelinde Brise	18	8
4. Mässige Brise	23	10
5. Frische Brise	28	12,5
6. Starke Brise	34	15
7. Mässiger Wind	40	18
8. Frischer Wind	48	21
9. Starker Wind	56	25
10. Voller Wind	65	29
11. Sturm	75	33,5
12. Orkan	90	40

Nr. 11 (zu Seite 531).

Die dritte Gattung halblocomobiler Dampfmaschinen, wo der horizontal gelegte Dampfcylinder unten auf der Fundamentplatte befestigt ist, wollte der Verfasser durch die hier folgende Disposition Fig. 428 und 429 repräsentiren,

Fig. 428.

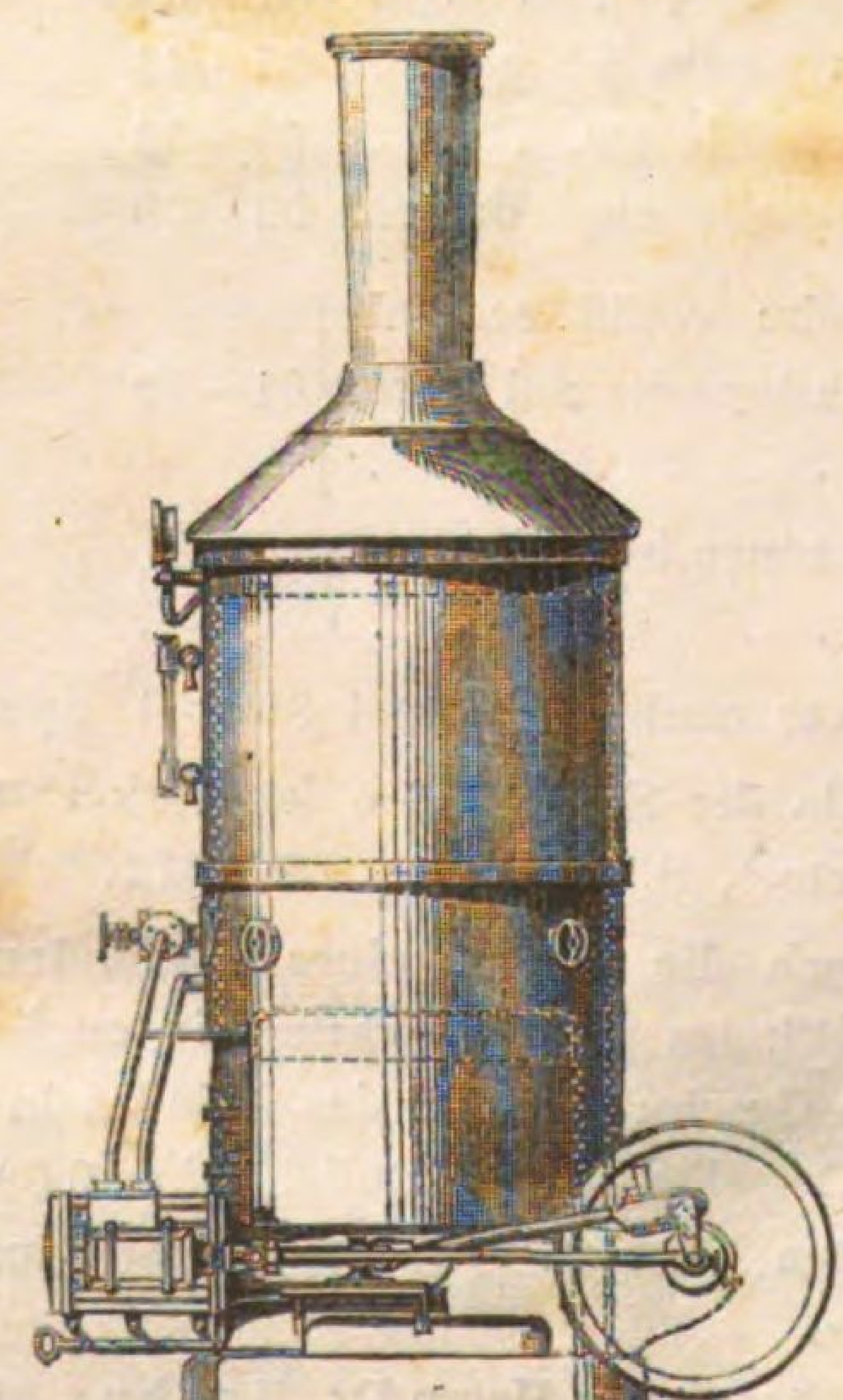
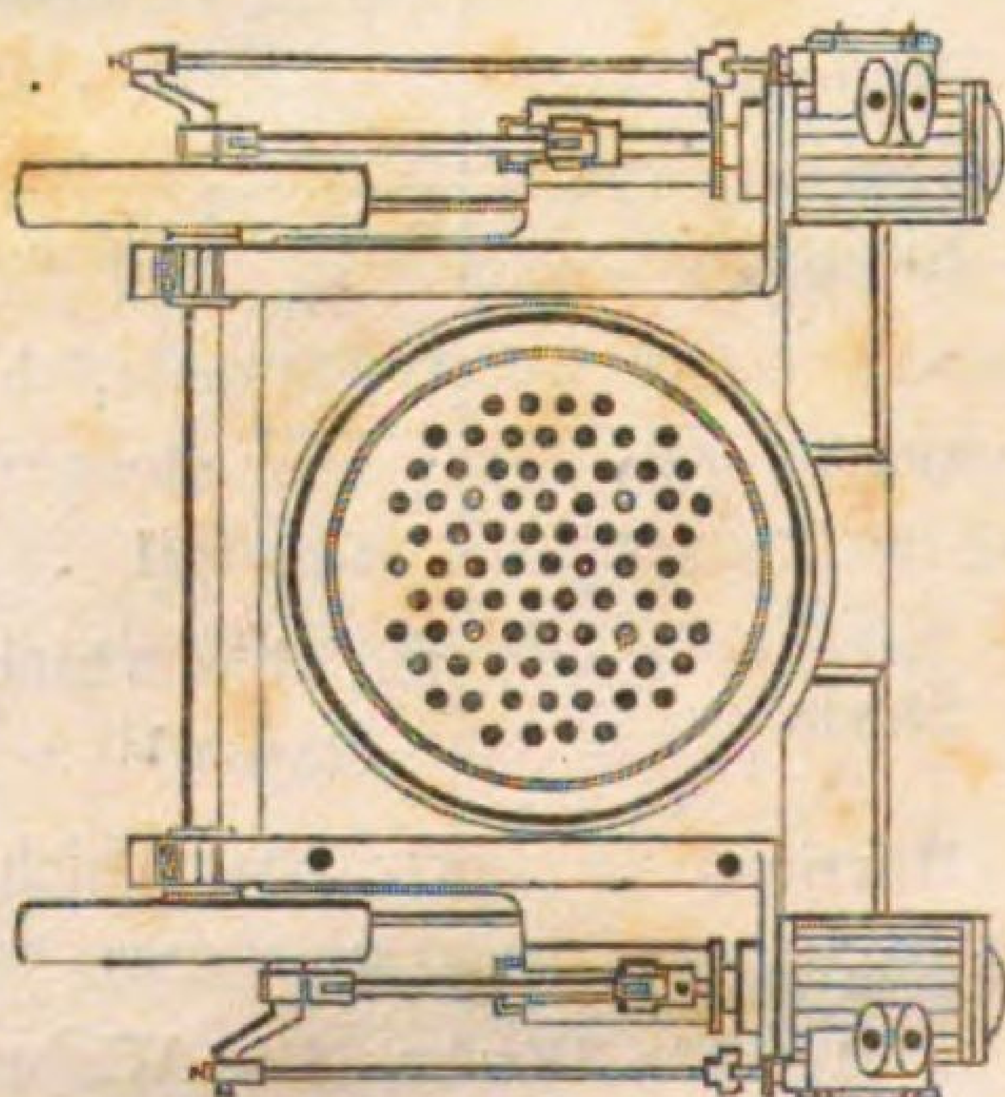


Fig. 429.



welche die Hannoversche Maschinenbau-Actien-Gesellschaft (vormals Georg Egestorff) in Linden vor Hannover liefert und die sich besonderen Beifalles erfreut.

Hiermit soll nicht dargethan sein, dass genanntes Etablissement diese Halblocomobilen-Disposition zuerst construirt und gebaut habe, vielmehr ist auch dem Verfasser bekannt, dass solche Maschinen bereits von Marioni & Chaudré in Paris (67, Rue de Vaugirard), namentlich zum Betriebe der Buchdruckschnellpressen dieser Firma, geliefert wurden, ferner von Hayward,

BAYERISCHE STAATS-BIBLIOTHEK MUENCHEN

Tyler & Comp. in London, von Chapmann & Sutton ebendaselbst, von Gebrüder Decker & Comp. in Cannstatt, von J. Schumacher zu Köln am Rhein u. m. A.

Die Hannoversche Maschinenbau-Gesellschaft baut ihre Locomobilen von 1 bis 6 Pferdekraft eincylindrig, von 8 bis 20 Pferdekraft aber zweicylindrig wie Fig. 429 erkennen lässt. Der anbei abgedruckte Preiscourant giebt weitere Belehrung, wozu nur noch bemerkt werden mag, dass überall eine Dampfspannung von 5 Atmosphären Ueberdruck vorausgesetzt ist.

Pferdekraft	Engl. Maass		Meter-Maas		Touren	Gewicht	Preis	
	Cylinder-Durchm.	Hub.	Cylinder-Durchm.	Hub.	pro Minute.	Ctr.	Thlr.	R.-Mk.
1½	3½"	8"	90	205	150—160	ca. 20	400	1200
2	4"	8"	100	205	—	25	500	1500
3	4¾"	8"	120	205	—	36	700	2100
4	5½"	10"	140	255	140—45	45	900	2700
5	6"	10"	150	255	140	50	1000	3000
6	6½"	10"	165	255	140	60—62	1200	3600
8	2 à 5½"	10"	140	255	140	70—75	1400	4200
10	2 à 6"	10"	150	255	140	90	1600	4800
12	2 à 6½"	10"	165	255	140	100	1800	5400
16	2 à 7½"	12"	190	305	100—120	125	2200	6600
20	2 à 8½"	12"	215	305	100—120	150	2600	7800

Details für obige Dampfmaschinen	Preise Thlr.	Preise R.-Mk.
Zweites Sicherheitsventil à 1—3 Pferdekraft . .	10	30
4—6 „ . .	15	45
8—12 „ . . } 16—20 „ . .	20	60
Zweite Kesselspeisung à 1—3 „ . .	25	75
4—6 „ . .	36	108
8—20 „ . .	50	150
Röhren-Vorwärmer à 1—3 „ . .	25	75
4—6 „ . .	50	150
8—20 „ . .	80	240
Kupferkiste; Mehrbetrag à 1—3 „ . .	70	210
4—5 „ . .	90	270
6—8 „ . .	100	300
10—12 „ . .	120	360
16—20 „ . .	150—180	450—540

Druckfehlerverzeichniss.

Seite 103. 3. Zeile von unten muss es heissen: „im deutschen amtlichen Berichte etc."

„ 153. Zeile 1 von unten ist hinzuzufügen: Ausführlich beschrieben und abgebildet in den Mittheilungen des Hannoverschen Gewerbevereins, Jahrg. 1875, S. 64 und 70.

„ 229. In der Ueberschrift ist statt Kurbel „Schnellwaage" zu setzen.

„ 231. In der Ueberschrift ist Dynamometrische Kurbel zu streichen und dafür zu setzen: „Dynamometer für Arbeits- oder Lastmaschinen."

„ 395. Zwischen der 13. und 14. Zeile von unten ist einzuschalten: „Radial-Turbinen" (Fourneyron- und Francis-Turbinen).

„ 408. Zeile 23 von oben ist zu setzen: „Achsial-Turbinen (Henschel-Jonval-Turbinen)."

„ 414. Zeile 20 von oben muss es heissen: „die durch Stopfbüchsen in den Wänden des Heberrohres gehen."

„ 416. Zeile 15 von oben ist „Aufschlagwasser" statt Aufschlawasser zu lesen.

„ 635, Zeile 18 von oben ist „inwendig" zu streichen.

Druck von M. Bruhn in Braunschweig.

Bayerische StaatsBibliothek
Münchener DigitalisierungsZentrum Digitale Bibliothek

Rühlmann, Moritz,

Allgemeine Maschinenlehre ein Leitfaden für Vorträge, sowie zum Selbststudium des heutigen Maschinenwesens, mit besonderer Berü cksichtigung seiner Entwickelung ; für angehende Techniker, Cameralisten, Landwirthe und Gebildete jeden Standes
Bd.: 1

Leipzig [1875]

Math.a. 211 ex-1
urn:nbn:de:bvb:12-bsb11318333-0